

Entwicklung eines Gewinnungs- und Ausbausystems für den Bergbau unter Tage

D i s s e r t a t i o n
zur Erlangung des Grades eines Doktors
der Ingenieurwissenschaften

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Christian Mues
aus Schmallenberg

genehmigt von der
Fakultät für Energie- und Wirtschaftswissenschaften
der Technischen Universität Clausthal,

Tag der mündlichen Prüfung

25. Februar 2008

Vorsitzende der Prüfungskommission:

Prof. Dr. rer. pol.
H. Y. Schenk-Mathes

Hauptberichterstatter:

Prof. Dr.-Ing.
O. Langefeld

Berichterstatter:

Prof. Dr.-Ing. habil.
H. Tudescki

D 104

Druck: Papierflieger Verlag GmbH
Telemannstr. 1
38678 Clausthal-Zellerfeld
www.papierflieger-verlag.de

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Bergbau der Technischen Universität Clausthal.

Meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. Oliver Langefeld möchte ich für die Betreuung und Förderung meiner Arbeit sehr herzlich danken, ebenso Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. H. Tudeschi für die Übernahme des Koreferats.

Ohne die Unterstützung der Industrie wäre das beschriebene Entwicklungsvorhaben nicht möglich gewesen. Der DBT GmbH, die während der Projektlaufzeit zu einer Gesellschaft der Bucyrus International, Inc. wurde, und ihren Mitarbeitern danke ich für die Möglichkeit, die Entwicklung des modularen Gewinnungs- und Ausbausystems zu begleiten sowie für die hilfreichen Anregungen und Vorschläge.

Weiterhin danke ich den Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Instituts für Bergbau für ihre Unterstützung.

Mein besonderer Dank gilt meinen Eltern, die mich während meines Studiums, der Zeit als Mitarbeiter am Institut und während der Anfertigung der vorliegenden Arbeit mit großem Engagement unterstützt haben. Ihnen widme ich diese Arbeit.

Clausthal-Zellerfeld, Februar 2008

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	III
Tabellenverzeichnis	VII
Verwendete Formelzeichen	IX
1 Einleitung	1
2 Wesentliche Merkmale der geplanten Abbaueinrichtung	3
3 Begründung für ein modulares Abbausystem.....	7
4 Anwendungsmöglichkeiten für den Frontladehobel.....	9
4.1 Anwendungsgebiete	9
4.1.1 Auffahrung von Flözstrecken	9
4.1.2 Rückbau von Pfeilern	11
4.1.3 Abbau von Restflächen	12
4.1.4 Gewinnung von steil stehenden Flözen	13
4.1.5 Einsatz als Strebrandmaschine	13
4.2 Abschätzung des Marktpotentials	17
4.2.1 Geeignete Lagerstättenformen und potentiell gewinnbare Minerale	17
4.2.2 Übersicht einiger Länder mit Potential zum Einsatz des Frontladehobels.....	19
4.2.3 Abschätzung der Anzahl der einsetzbaren Geräte	25
5 Technikumsversuch zur Feststellung der erreichbaren Schnitttiefe	27
5.1.1 Versuchsaufbau	27
5.1.2 Schneidversuche.....	30
6 Analyse des vorgegebenen Konzepts	37
6.1 Grundlegende Bauteile und –gruppen der Abbaueinrichtung.....	38
6.1.1 Höhenverstellung	39
6.1.2 Vorschub	40
6.1.3 Schwenkantrieb	42
6.1.4 Hobelträger	44
6.1.5 Fronthobel.....	44
6.2 Schneidrichtung	45
6.3 Abschätzung der auftretenden Reaktionskräfte	46

7	Entwicklung eines neuen Konzepts für das Gewinnungs- und Ausbausystem	51
7.1	Auswahl und Optimierung eines geeigneten Getriebes	51
7.1.1	Grundlagen ebener Getriebe	51
7.1.2	Beispiele für die Anwendung ebener Getriebe an Bau- und Erdbewegungsmaschinen	54
7.1.3	Optimierung der Geometrie von Getrieben unter Berücksichtigung der räumlichen Rahmenbedingungen	57
7.1.4	Auswahl eines geeigneten Getriebes.....	63
7.2	Konzept eines geeigneten Ausbaus zur Kombination mit dem Gewinnungsgerät.....	67
7.3	Entwurf der Gewinnungseinrichtung	71
8	Auslegung der Hydraulik und Steuerung des Systems.....	75
8.1	Auslegung des hydraulischen Systems	75
8.2	Steuerung und Automatisierbarkeit	85
8.2.1	Steuerung der Gewinnungsgeräte in Abhängigkeit von Ausbau und Förderer	85
8.2.2	Zusammenspiel der Gewinnungsgeräte untereinander	88
9	Berechnung betrieblicher Parameter.....	93
9.1	Prognose der erreichbaren Gewinnungsleistung	93
9.2	Vergleichmäßigung des Förderstroms durch Anpassung der Arbeitsreihenfolge der Gewinnungsgeräte.....	95
10	Ergebnisse der Neuentwicklung	99
11	Zusammenfassung und Ausblick	101
	Literaturverzeichnis	105
	Lebenslauf	113

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1:	Darstellung der Abbaueinrichtung /20/	3
Abbildung 4-1:	Frontladehobel zum Vortrieb von Flözstrecken	10
Abbildung 4-2:	Frontladehobel zur Pfeilerrückgewinnung	12
Abbildung 4-3:	Frontladehobel als Stallmaschine bei Hobelbetrieben	14
Abbildung 4-4:	Steigerung der Leistung eines Walzenlader-Strebbetriebs durch Reduzierung der Zeit für das Schleifenfahren an den Strebenden /14/	16
Abbildung 4-5:	Schildausbauzug /11/	17
Abbildung 5-1:	3D CAD-Modell der Gewinnungsvorrichtung des Versuchsgeräts, Darstellung ohne Meißel	27
Abbildung 5-2:	Meißelbestückung der Löseeinrichtung	28
Abbildung 5-3:	Messung der Druckfestigkeit.....	29
Abbildung 5-4:	Versuch 1, Schnitttiefe 50 mm	31
Abbildung 5-5:	Versuch 2, Schnitttiefe 80mm	31
Abbildung 5-6:	Versuch 3, Schnitttiefe 80 mm	32
Abbildung 5-7:	Versuch 4, Schnitttiefe 50 mm	33
Abbildung 5-8:	Versuch 5, Schnitttiefe 50 mm	33
Abbildung 5-9:	Schubkraft des Arbeitszylinders und Schneidkraft in Abhängigkeit des Drehwinkels.....	34
Abbildung 6-1:	Scheibenweiser Abbau in fallender Baufolge unter Verwendung von Maschendraht /15/	37
Abbildung 6-2:	Benennung der Bauteile und -gruppen	38
Abbildung 6-3:	Versatzseitig angeschlagener Hobelträger mit abbaustoßseitigen Steuerzylindern.....	40
Abbildung 6-4:	Bauprinzipien zur Vergleichmäßigung der Lastaufnahme bei Zweifachhubstempeln /2/	43
Abbildung 6-5:	Laden des Haufwerks beim Schneiden vom Liegenden zum Hangenden.....	45

Abbildung 6-6:	Definition von Kräften und Winkeln am Meißel /10/.....	47
Abbildung 6-7:	Schnittkraft als Funktion der Spantiefe	47
Abbildung 6-8:	Schnittform bei bogenförmigem Schnitt zwischen Hangendem und Liegendem sowie prognostizierte Schneidkraft.....	48
Abbildung 7-1:	Schubschwinde des Versuchsgeräts.....	51
Abbildung 7-2:	Übertragungswinkel und Effektivkraft /5/	53
Abbildung 7-3:	Aufbau der Parallelkinematik an einem Radlader	55
Abbildung 7-4:	Aufbau der Z-Kinematik an einem Radlader	56
Abbildung 7-5:	Aufbau der Koppellenkerkinematik an einem Tieflöffelbagger.....	57
Abbildung 7-6:	Bereich für die Unterbringung der Gewinnungseinrichtung	58
Abbildung 7-7:	3D-CAD Modelle der betrachteten Koppelgetriebe /5/	59
Abbildung 7-8:	Koppelgetriebe nach Stephenson als Stabwerk	60
Abbildung 7-9:	Variantendiagramm des Doppelgelenk-Getriebes.....	61
Abbildung 7-10:	Verlauf der Schneidkraft für die günstigste Doppelgelenk- Variante	62
Abbildung 7-11:	Übersicht über verschiedene Umlenkmechanismen /5/	64
Abbildung 7-12:	Koppelgetriebe nach Stephenson /5/	65
Abbildung 7-13:	Darstellung der Schneidkraft über dem Drehwinkel für die jeweils optimale Getriebeanordnung.....	66
Abbildung 7-14:	Gewinnungsgerät Frontladehobel in Kombination mit Kreis- bogenschild	68
Abbildung 7-15:	Gewinnungsgerät Frontladehobel in Kombination mit Zweistempel-Lemniskatenschild	69
Abbildung 7-16:	Gewinnungsgerät Frontladehobel in Kombination mit Ausbaubock.....	70
Abbildung 7-17:	Kernbaugruppen der Gewinnungseinrichtung	72
Abbildung 7-18:	3D-CAD Modell der geplanten Gewinnungseinrichtung	73
Abbildung 8-1:	Mobile Pumpenstation auf Raupenfahrwerk /Longwall Hydraulics/	77

Abbildung 8-2:	Mobiler Hydrauliktank /Longwall Hydraulics/	77
Abbildung 8-3:	Zeitlicher Verlauf des Hydraulikbedarfs für eine Gewinnungseinrichtung	79
Abbildung 8-4:	Hydraulikbedarf der Gewinnungseinheiten eines Strebs mit 100 Einheiten bei 2000 Schnitten pro Stunde	80
Abbildung 8-5:	Druckverlust in Rohrleitungen je 100 m Leitungslänge, $\lambda = 0,038$	83
Abbildung 8-6:	Verringerung von Druckverluste in einem Strebhydrauliksystem /9/	84
Abbildung 8-7:	Aufbau der hydraulischen Versorgung im Gewinnungsbetrieb	85
Abbildung 8-8:	Notwendige Sensorausstattung des Gewinnungsgeräts	86
Abbildung 8-9:	Ablaufschema eines Schneidvorgangs	87
Abbildung 8-10:	Raumgebilde Streb /12/	89
Abbildung 8-11:	Kollisionsvermeidung durch einklappende Meißel, Schritt 1 (oben), Schritt 2 (unten)	90
Abbildung 8-12:	Staffelung der Gewinnungsgeräte, Draufsicht	91
Abbildung 9-1:	Schnittprofil als Kombination von Kreisbögen	94
Abbildung 9-2:	Verlauf der Fördererbeladung in einem Strebbetrieb	96
Abbildung 9-3:	Verlauf der Fördererbeladung bei Abstimmung auf den Verlauf des Hydraulikbedarfs	96

Tabellenverzeichnis

Tabelle 4-1:	Daten des Gewinnungsbetriebs des Bergwerks Ulan, Australien	15
Tabelle 4-2:	Steinkohle-Fördermengen nach Abbauverfahren, USA, 2003.....	23
Tabelle 4-3:	Abschätzung der Anzahl einsetzbarer Gewinnungsgeräte	25
Tabelle 5-1:	Übersicht der Schneidversuche	34
Tabelle 7-1:	Gelenkpunkt-Koordinaten der optimalen Doppelgelenk- Anordnung	63
Tabelle 8-1:	Daten der Hydraulikzylinder der Gewinnungsvorrichtung.....	78
Tabelle 8-2:	Rohrreibungszahlen für Rohre DN 40 und DN 60 bei unterschiedlichen Rauigkeiten /8/.....	82
Tabelle 9-1:	Gelöste Mineralmasse in Abhängigkeit von Schnitttiefe und Abbaumächtigkeit	94

Verwendete Formelzeichen

Zeichen	Bedeutung	Einheit
F	Kraft	kN
μ	Übertragungswinkel	°
F_{eff}	Effektivkraft	kN
H	Hebelarm	m
L	Linearitätsgrad	
z_{Hub}	Hublänge	m
E_V	Effektivkraftverhältnis	
F_K	Zylinderkraft	kN

1 Einleitung

Die Gewinnung von Steinkohle im Bergbau unter Tage erfolgt heutzutage weltweit hauptsächlich durch maschinelle Gewinnung entweder in Form des Langfrontbaus oder des Örterfesten- bzw. Örterpfeilerbaus.

Die dabei eingesetzten maschinellen Betriebsmittel, im Fall des Langfrontbaus sind dies Walzenlader oder Kohlehobelanlagen, beim Örterfesten- oder Örterpfeilerbau insbesondere Continuous Miner, haben dabei eine enorme Leistungsfähigkeit und Produktivität erreicht, sowie ein hohes Maß an Automation.

Dem gegenüber stehen jedoch auch einige gravierende Nachteile. Die derzeit eingesetzten Maschinen sind oftmals sehr schwer, sperrig und kapitalintensiv in der Anschaffung, dem Betrieb und Unterhaltung. Der hohe Automatisierungsgrad bedingt den Einsatz von hoch qualifiziertem Bedienungs- und Servicepersonal und macht das Gesamtsystem eines Gewinnungsbetriebes anfällig gegen Störungen.

Vor diesem Hintergrund soll ein einfach aufgebautes, flexibles und einfach zu bedienendes Gewinnungssystem entwickelt werden, das darüber hinaus hinsichtlich seiner Anschaffungskosten deutlich günstiger als die derzeitigen Systeme ist und welches nicht nur zur Mineralgewinnung, sondern auch für andere Anwendungsfälle, wie beispielsweise die Auffahrung von Flözstrecken, geeignet ist.

Die Überlegungen dazu basieren auf dem Entwurf einer Abbaueinrichtung für den Untertagebergbau, welche von den Herren F. Kleinböhmer und Hans Jürgen Mentrup erdacht und von der Westfalia Becorit Industrietechnik GmbH im Jahr 1983 beim Deutschen Patentamt angemeldet wurde.

2 Wesentliche Merkmale der geplanten Abbaueinrichtung

Die Abbildung 2-1 ist ein Auszug aus der Offenlegungsschrift und zeigt den Querschnitt eines Gewinnungsbetriebs. Dargestellt ist ein einzelnes hydraulisches Schreitausbaugestell mit zugeordneter Gewinnungsvorrichtung entsprechend der Erfindung, wobei das Ausbaugestell gegenüber dem Förderer zurückgesetzt ist und sich der Fronthobel in seiner Ausgangsposition vor Durchführung des bogenförmigen Schnittes befindet.

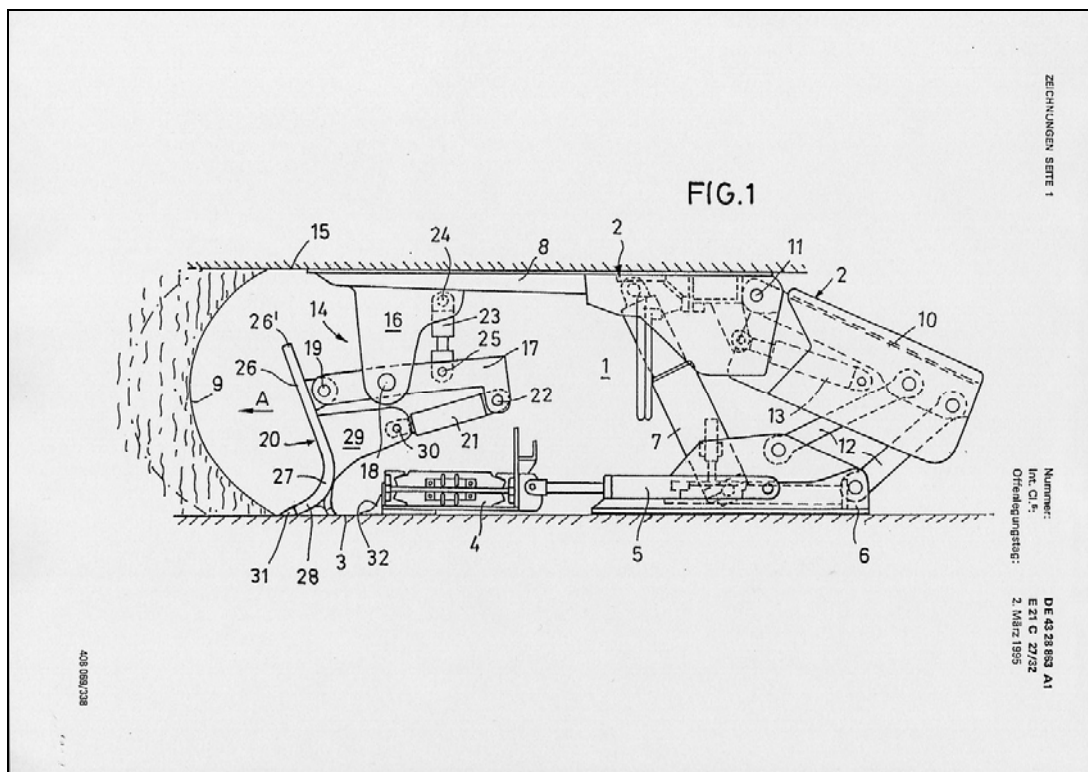


Abbildung 2-1: Darstellung der Abbaueinrichtung /20/

Entsprechend der Offenlegungsschrift besteht die Abbaueinrichtung aus parallel nebeneinander angeordneten, in Abbaurichtung rückbaren hydraulischen Schreitausbaugestellen und einem vor dem Abbaustoß angeordneten rückbaren Förderer.

Die vorkragenden Kappen der Schreitausbaugestelle sind mit Gewinnungsvorrichtungen ausgestattet sind, die zur Durchführung der Gewinnungsschnitte in Schwenklagern an den Kappen der Schreitausbaugestelle in der bankrechten Ebene schwenkbar gelagert und mit Schwenkantrieben versehen sind.

Die wesentlichen Merkmale der Konstruktion sind im Folgenden erläutert /20/:

Die Gewinnungsvorrichtungen bestehen jeweils aus einem den Abbaustoß auf ganzer Höhe in einem durchgehenden Bogenschnitt erfassenden Fronthobel, der an der Unterseite der zum Abbaustoß hin vorkragenden Kappe des Schreitausbaugestells in einem Schwenklager gelagert ist.

Die Gewinnungsvorrichtungen sind so ausgebildet, dass sie den Abbaustoß bei stehender Schwenkachse des Fronthobels mit einer vorgegebenen Schnitttiefe in einem durchgehenden Bogenschnitt auf ganzer Mächtigkeit bzw. Höhe zwischen Liegend- und Hangendhorizont abzubauen vermögen.

Als Schwenkantriebe für die Fronthobel können einfache Schwenkzylinder verwendet werden, die mit der ohnehin erforderlichen Ausbauhydraulik betrieben werden.

Die zwischen Hangendem und Liegendem hydraulisch verspannten Schreitausbaugestelle bzw. Ausbauschilder bilden ein standfestes Widerlager für die Fronthobel und erlauben es, bei der Gewinnungsarbeit im Bogenschnitt hohe Lösekräfte zur Wirkung zu bringen.

Das Schwenklager des Fronthobels ist zumindest in Annäherung auf halber Höhe zwischen Liegend- und Hangendhorizont angeordnet.

Das Schwenklager für den Fronthobel ist zweckmäßig in seiner Höhenlage einstellbar, so dass sich jede Gewinnungsvorrichtung schwankenden Flözmächtigkeiten und den im Strebverlauf gegebenenfalls unterschiedlichen Flözmächtigkeiten anpassen lässt.

Der Fronthobel arbeitet mit einem vom Liegendhorizont zum Hangendhorizont hin verlaufenden bogenförmigen Gewinnungsschnitt, obwohl grundsätzlich auch mit einem Bogenschnitt in entgegengesetzter Arbeitsrichtung, d. h. vom Hangendhorizont zum Liegendhorizont hin gearbeitet werden kann.

Der Fronthobel ist mit einer im Hebelabstand zu seinem Schwenklager angeordneten, sich über die Breite des zugeordneten Schreitausbaugestells durchgehenden Hobelschneide versehen.

Der Fronthobel ist nach Art einer Hobelschaufel ausgebildet. Hierbei erhält er auch eine Ladefunktion, so dass er als Frontladehobel arbeiten kann.

Der Fronthobel ist in einem Schwenklager an einem Hobelträger gelagert, der seinerseits in einem Gelenklager mittels eines Stellantriebs höhenverschwenkbar an der vorkragenden Kappe des Schreitausbaugestells gelagert ist, wodurch sich die Höhenlage des Schwenklagers in Anpassung an die jeweilige Flözmächtigkeit einstellen lässt.

Bei größerer Härte des Abbaustoßes können die Meißel des Fronthobels oder ein Teil derselben als aktivierte Schlagmeißel ausgeführt werden.

Der Fronthobel bildet mit dem zugeordneten Schreitausbaugestell (Ausbauschild) eine rückbare Baueinheit, wobei der Fronthobel so ausgebildet ist, dass er auf der Breite des Ausbaugestelles den Abbaustoß auf ganzer Höhe mit einem einzigen durchgehenden Bogenschnitt abbauen kann.

Durch Nebeneinanderreihen einer mehr oder weniger großen Anzahl solcher jeweils mit einem Fronthobel versehenen Ausbaugestelle lässt sich eine Gewinnung an beliebig langem Abbaustoß mit hoher Gewinnungsleistung durchführen.

Die mit den Fronthobeln versehenen Abbaueinheiten können daher als Standardelemente beim Lang- und Kurzfrontabbau, vor allem beim Strebausbau, daneben aber auch im Pfeilerbau, beim Erstellen von Auf- oder Abhauen oder auch beim Streckenauffahren in einer Lagerstätte eingesetzt werden.

Für alle Antriebs- und Steuerbewegungen lassen sich hydraulische Zylinderantriebe verwenden.

Die Abbaueinrichtung eignet sich insbesondere für den Mächtigkeitsbereich von etwa 1,6 bis 3 m.

Die Abbaueinrichtung kann in Flözen oder flözartigen Lagerstätten, z.B. in Kohleflözen, in gleicher Weise aber auch zum Abbau in anderen Lagerstätten, z. B. bei der Phosphat- oder Kalisalzgewinnung eingesetzt werden. Sie lässt sich mit besonderem Vorteil auch im Scheibenbau einsetzen.

3 Begründung für ein modulares Abbausystem

Derzeitige Gewinnungssysteme für den langfrontartigen Abbau sind durch eine Trennung der Komponenten Ausbau, Gewinnungsmaschine und Förderer charakterisiert. Das Lösen des Minerals erfolgt durch die Gewinnungsmaschine (Kohlenhobel oder Walzenschrämlader), welche sich zwischen den Strebenden hin und her bewegt, ausschließlich an der jeweiligen Position der Maschine. Dieser Umstand bringt einige erhebliche Nachteile mit sich:

Durch die punktuelle Gewinnung an nur einer Stelle des Strebs, verbunden mit der Forderung nach hohen Betriebspunktfördermengen, wird eine enorme Konzentration von Leistung zum Lösen und Laden des Minerals erforderlich. Dies resultiert in installierten Leistungen im Bereich von 2.000 kW bei Walzenladern und bis zu 1.600 kW bei Hobelanlagen. Alle Komponenten der Maschinen, wie Maschinenrahmen, Walzentragarme, Getriebe, Hobelkette und Hobelführung, müssen dementsprechend ausgelegt werden. Das wiederum führt zu sehr hohen Eigengewichten der Maschinen und Verlusten durch Reibung, sowie Kosten durch Materialverschleiß.

Die punktuelle Beladung des Strebförderers und die unterschiedlichen Relativgeschwindigkeiten zwischen Gewinnungsmaschine und Förderer bei Berg- und Talfahrt ergeben einen stark schwankenden Beladungs- und Belastungsverlauf des Fördermittels. Da die Auslegung aber auf die maximale Belastung hin erfolgen muss, sind Strebförderer nur während eines geringen Teils ihrer Betriebszeit so stark belastet, wie sie konstruktiv zu ertragen in der Lage wären.

Durch die Fahrtrichtungsänderungen an den Strebenden wird die Marschgeschwindigkeit der Gewinnungsmaschinen herabgesetzt. Insbesondere bei Walzenladern ergeben sich erhebliche Verzögerungen der Gewinnungsfahrten durch das notwendige Einschneiden in das nächste Gewinnungsfeld.

Ein modular aufgebautes Abbausystem, das an mehreren Stellen des Strebs das abzubauen Mineral lösen kann, muss punktuell eine deutlich geringere Löseleistung aufbringen, da sich die Löse- und Förderleistung als Summe der gleichzeitig arbeitenden Module ergibt. Das einzelne Modul kann daher konstruktiv auf eine geringe Löseleistung ausgelegt und dementsprechend leichter gebaut werden.

Hinsichtlich der Beladung des Fördermittels kann ein modulares Abbausystem derart betrieben werden, dass sich ein weitgehend gleichförmiger Beladungsverlauf des Förderers ohne ausgesprochene Spitzenwerte ergibt. Dies erlaubt eine leichtere Dimensionierung des Förderstrangs. Die Vergleichmäßigung des Förderstroms bei gleichzeitiger Verringerung der Totlasten kann zu einer deutlichen Reduktion der Antriebsleistung des Fördermittels führen.

Insgesamt erscheint ein modular aufgebautes Abbausystem in der Lage, bei geringerem Materialeinsatz, verringerten Anschaffungskosten und einfachem Aufbau, eine

Gewinnungsleistung zu erbringen, welche den konventionellen Systemen wie Hobel oder Walzenlader, zumindest ebenbürtig ist.

4 Anwendungsmöglichkeiten für den Frontladehobel

Aufgrund seines modularen Aufbaus besitzt das System Frontladehobel eine hohe Flexibilität, die eine Reihe von verschiedenen Anwendungsmöglichkeiten eröffnet. Daher wurden fünf alternative Anwendungsgebiete näher betrachtet und das sich daraus ergebende Marktpotential abgeschätzt.

4.1 Anwendungsgebiete

Aufgrund seines mechanischen Aufbaus ist das System Frontladehobel in erster Linie für flach gelagerte bis steil stehende, flözartige Lagerstätten mit einer Mächtigkeit von etwa 2 m geeignet. In diese Kategorie fallen hauptsächlich Steinkohlenflöze.

Bedingt durch seinen Aufbau ist das System jedoch nicht nur auf den Einsatz zur langfrontartigen Kohlegewinnung geeignet. Vielmehr schafft die Kombination von Gewinnungswerkzeug und Ausbau in einer Einheit eine wesentlich höhere Flexibilität und eröffnet damit zusätzliche Einsatzmöglichkeiten wie z.B.:

- Auffahrung von Flözstrecken
- Rückbau von Pfeilern
- Abbau von Restflächen
- Gewinnung von steil stehenden Flözen
- Einsatz im Strebrandbereich

Darüber hinaus ist das System Frontladehobel nicht nur auf die Gewinnung von Steinkohle beschränkt, ein Einsatz zur Gewinnung von anderen Mineralen ist ebenso möglich. Dazu gehören Minerale, die eine Härte und Druckfestigkeit vergleichbar der von schwer hobelbarer Kohle aufweisen

4.1.1 Auffahrung von Flözstrecken

Die hohen Abbaufortschritte, die heute beim Strebbau insbesondere in Australien und den USA erzielt werden, bedingen eine sehr leistungsfähige Streckenauffahrung. Übliche Rechteckankerstrecken haben dabei eine Breite von etwa 6m.

Die Breite einer Einheit „Frontladehobel“ wird, sofern sie sich an der Breite heute üblichen Strebausbau orientiert, etwa 1,75 – 2 m betragen. Durch die Kombination von 3-4 Einheiten ließe sich ein System schaffen, das den gesamten Streckenquerschnitt im Vollschnitt herein gewinnt. Abbildung 4-1 zeigt die Kombination von vier Gewinnungseinheiten, ausgerüstet mit einem Ladetisch mit Fördereinrichtung, z.B. Hummerscherenlader o.ä. und einem Kettenkratzerförderer, der zwischen den beiden mittleren Ausbauen platziert ist. Die Kappen dieser beiden Ausbaue sind zur Mitte hin verlängert, um die durch den Kettenkratzerförderer entstehende Lücke zu überbrü-

cken. Abbildung 4-1 zeigt hier noch die Darstellung des Gerätes, wie in der Studie „Bewertung des Potentials des Systems Frontladehobel“/1/1 und ist hier nur exemplarisch wiedergegeben. Die tatsächliche Konstruktion des Gerätes wird sich davon wesentlich unterscheiden.

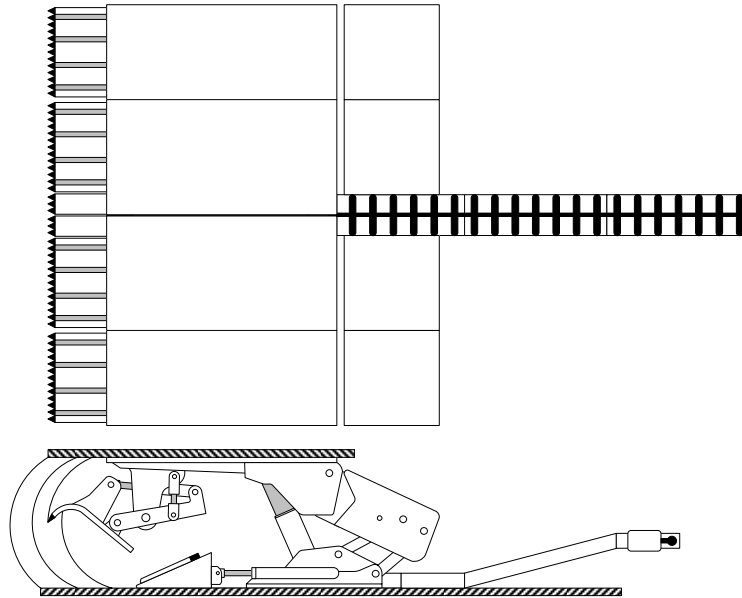


Abbildung 4-1: Frontladehobel zum Vortrieb von Flözstrecken

Über einen erhöhten Abwurf kann der Förderer das gelöste Mineral auf ein Shuttle-Car oder ein kontinuierliches Fördersystem übergeben. Der Ausbau dient einerseits als Widerlager für die Gewinnungseinrichtung, kann jedoch, falls erforderlich, auch frühzeitig Ausbauwiderstand leisten und ermöglicht ein sicheres Ankern der Firste. Unbedingt erforderlich wäre bei dieser Anwendung des Frontladehobels eine teleskopierbare Verbindung zwischen Gewinnungs- und Ausbaueinheit, um die Firste nicht durch Trampeleffekt zu schädigen.

Abschätzung der Leistung:

Ausgehend von den Daten des im Prüf- und Testzentrum der DBT GmbH in Lünen aufgebauten Versuchsgerätes stellt sich die Leistung eines solchen Streckenvortriebsystems folgendermaßen dar.

- durchschnittliche Schnitttiefe: 100 mm
- Zeitbedarf für einen Schnitt (Senken und Heben der Schneidleiste): 16 s
- Zeitbedarf für das Teleskopieren (geschätzt): 3 s

¹ Die Zahlenangaben in Schrägstrichen beziehen sich auf das Literaturverzeichnis auf Seite 105 dieser Arbeit.

Daraus ergibt sich im Idealfall eine Vortriebsleistung von ca. 19 m/h.

Unterstellt man eine Ausnutzung von 50 %, was eine konservative Schätzung ist, so ergibt sich bei dreischichtigem Betrieb eine tägliche Vortriebsleistung von 170 m/d.

Die Kosten für eine Ausbau- und Gewinnungseinheit Frontladehobel wurden in der Studie „Bewertung des Potentials des Systems Frontladehobel“ /1/, mit 145.000 DM, heute entsprechend ca. 75.000 €, veranschlagt. Für ein System, bestehend aus 4 Einheiten, Ladetisch und Förderer, wie in Abbildung 4-1 dargestellt, sind daher schätzungsweise 350.000 bis 400.000 € zu veranschlagen.

Insbesondere beim Auffahren von sehr langen Strecken wie Basisstrecken und Abbaubegleitstrecken könnte das System Frontladehobel gegenüber Continuous Minern eine höhere Vortriebsleistung erbringen.

4.1.2 Rückbau von Pfeilern

Der Rückbau von Pfeilern und das planmäßige Zubruchwerfen des Daches ist ein gängiges Verfahren, das üblicherweise mit Continuous Minern durchgeführt wird. Zur schrittweisen Schwächung der Pfeiler gibt es mehrere Verfahren, die alle ein mehrfaches Umsetzen des Continuous Miners erfordern. Der Miner arbeitet dabei im unausgebauten Raum, muss also ferngesteuert werden. Zur Sicherung und Gebirgskontrolle werden ggf. mit Raupenfahrwerken ausgestattete Ausbaueinheiten, so genannte Breaker Line Supports oder Mobile Roof Supports, eingesetzt.

Der Frontladehobel besitzt nicht die Flexibilität eines Continuous Miners, er kann sich nur vorwärts gerichtet bewegen und nur begrenzt manövrieren. Die Gewinnung eines Pfeilers muss daher auf ganzer Breite erfolgen. Entsprechend viele Einheiten sind zusammen zu koppeln, wobei ein kurzer Kettenförderer, ähnlich einem Strebförderer, als Widerlager für das Schreiten dient.

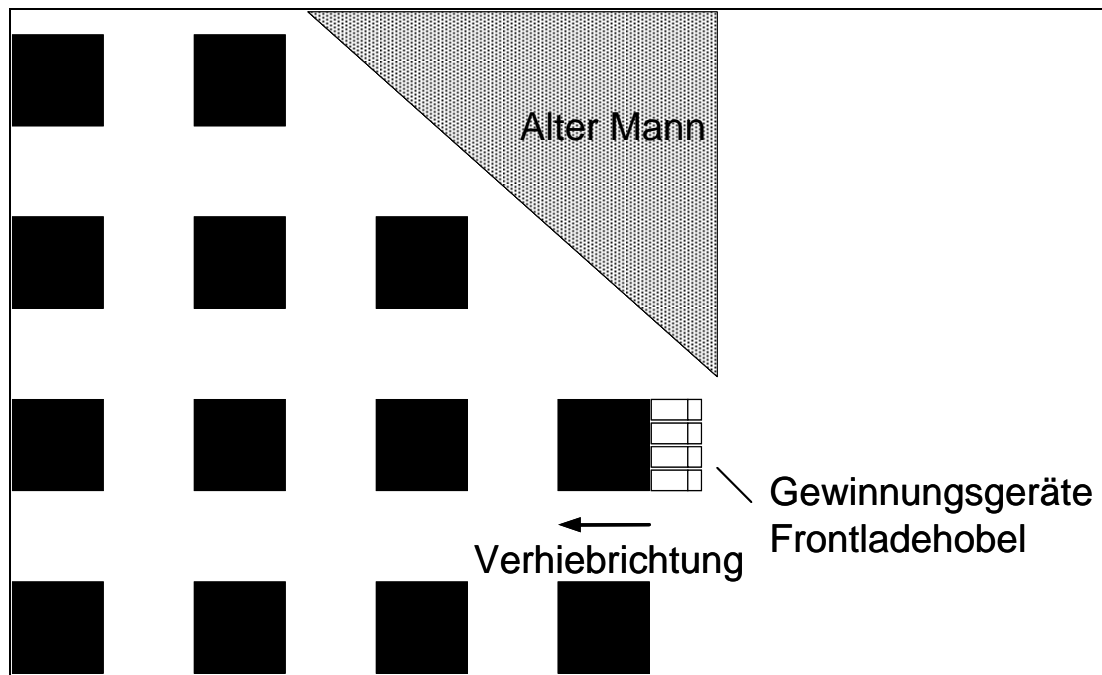


Abbildung 4-2: Frontladehobel zur Pfeilerrückgewinnung, Draufsicht

Der Einsatz des Frontladehobels zur Pfeilerrückgewinnung hätte den großen Vorteil, dass damit während des Rückbaus ein hoher Ausbauwiderstand auf ganzer Breite des Pfeilers gewährleistet ist. Belegschaft und Ausrüstung wären dadurch optimal geschützt.

Da der abzubauen Pfeiler auf ganzer Breite abgebaut wird, ist ein geringerer Zeitbedarf als beim schrittweisen Abbau mit einem Continuous Miner zu erwarten. Das Durchschreiten des Ortes zwischen einem gerade abgebauten und dem nächsten Pfeiler nimmt nur wenige Minuten in Anspruch. Insgesamt ist daher beim Pfeilerrückbau mit dem Frontladehobel eine hohe Abbauleistung zu erwarten.

Inwiefern sich beim Pfeilerrückbau die gängige Arbeitsweise, die zu einer diagonal zur Ausrichtung des Baufelds verlaufenden Bruchkante führt, verwirklichen lässt, wäre ggf. noch zu klären.

4.1.3 Abbau von Restflächen

Aufgrund der geringen Flexibilität des Strebbaus mit seinen rechteckigen, meist sehr lang gestreckten Bauhöhen, entstehen zwangsläufig Restflächen, die sich dem Abbau mit Strebtechnik entziehen und deren Abbau auch mit anderen Methoden wie z. B. dem Örterfestenbau nicht wirtschaftlich möglich ist. Dies gilt insbesondere für stark durchbautes und gestörtes Gebirge wie das des Ruhrkarbons.

In den meisten Fällen sind die Restflächen von wenigstens einer Strecke begrenzt, so dass die Möglichkeit besteht, einen sonderbewetterten Kurzstreb einzurichten. Voraussetzung dafür ist, dass die Gewinnung im sonderbewetterten Bereich von

genehmigungsrechtlicher Seite her möglich ist. Durch Verzicht auf einen Hilfsantrieb wird ein Maschinenstall in einem solchen Betrieb überflüssig.

4.1.4 Gewinnung von steil stehenden Flözen

Der Strebbau auf steil stehenden Flözen stellt sich besonders schwierig dar und wird daher weltweit nur noch in sehr wenigen Fällen angewandt /17/. Dort, wo steil stehende Flöze durch Strebbau abgebaut werden, ergeben sich große Probleme durch das hohe Gewicht des Ausbaus und der Gewinnungseinrichtung und deren dementsprechend starke Hangabtriebskraft. Der Einsatz des Frontladehobels hätte den Vorteil, dass jede Ausbaueinheit ihr eigenes Gewinnungsgerät trägt. Es gibt keine Gewinnungsmaschine wie Hobel oder Walzenlader, die separat abgespannt werden muss. Da die Frontladehobel mit den Kappen des Ausbaus verbunden sind, entfallen auch alle dynamischen Kräfte aus dem Gewinnungsvorgang auf das Förderermittel.

Sofern das Einfallen stark genug ist, um die gelöste Kohle durch Schwerkraft zur Ladestrecke rutschen zu lassen, wird ein Förderer überflüssig, da bei Einsatz des Frontladehobels keine Fahrbahn für eine Gewinnungsmaschine gebraucht wird.

Durch die Kombination Ausbau-Gewinnungsgerät können die einzelnen Einheiten völlig unabhängig voneinander in das steile Aufhauen hinab gelassen und dort ausgerichtet und installiert werden. Um ein Schreiten des Ausbaus zu ermöglichen, müssten lediglich jeweils mindestens 3 der Einheiten miteinander verbunden werden.

4.1.5 Einsatz als Strebrandmaschine

Der Bereich des Übergangs Streb-Strecke stellt seit jeher einen neuralgischen Punkt in langfrontartigen Gewinnungsbetrieben dar. Zum einen ist dieser Bereich gebirgsmechanisch besonders belastet, zum anderen ist hier die höchste Konzentration von Betriebsmitteln zu finden.

Im Fall von doppelt genutzten Abbaustrecken ergeben sich häufig Probleme im Bereich der Kopfstrecke durch starke Konvergenz, die den Streckenquerschnitt so sehr verringert, dass aufwendige Senk- oder gar Durchbauarbeiten nötig sind, um Platz für den Durchgang der Antriebe zu schaffen. Um dies zu vermeiden wäre es insbesondere für Hobelbetriebe vorteilhaft, die Antriebe in den Streb zu verlegen, was allerdings einen entsprechenden Maschinenstall voraussetzt. Diese Ställe wurden früher von Hand hergestellt, in den sechziger und siebziger Jahren gab es verschiedene Versuche, diesen arbeitsintensiven und gefährlichen Bereich mit so genannten Stallmaschinen zu mechanisieren. Keines der entwickelten Systeme konnte sich durchsetzen, auf Maschinenställe wird seitdem verzichtet.

Der Frontladehobel bietet hier die Möglichkeit, einen Stall zu schneiden und gleichzeitig den erforderlichen Ausbauwiderstand zu realisieren. Durch die Platzierung von 3-4 Ausbaueinheiten mit Gewinnungsgeräten vor den Strebrandschilden ließe sich für

Hobelbetriebe ein ausreichend breiter Stall schneiden, um Hobel und Fördererantrieb in den Streb zu verlegen, wie in Abbildung 4-3 dargestellt. Die Abförderung des von den Frontladehobeln gelösten Haufwerks kann über einen kleinen Kurvenförderer erfolgen, der auf den Strebförderer entlädt. Der Streb wäre durch dieses System von dem Zustand der Kopfstrecke weitgehend unabhängig und der Streckenausbau braucht zum Strebdurchgang nicht geöffnet zu werden, was sowohl eine nennenswerte Einsparung von manueller Arbeit bedeutet, als auch für den Zustand der Strecke von großem Vorteil ist.

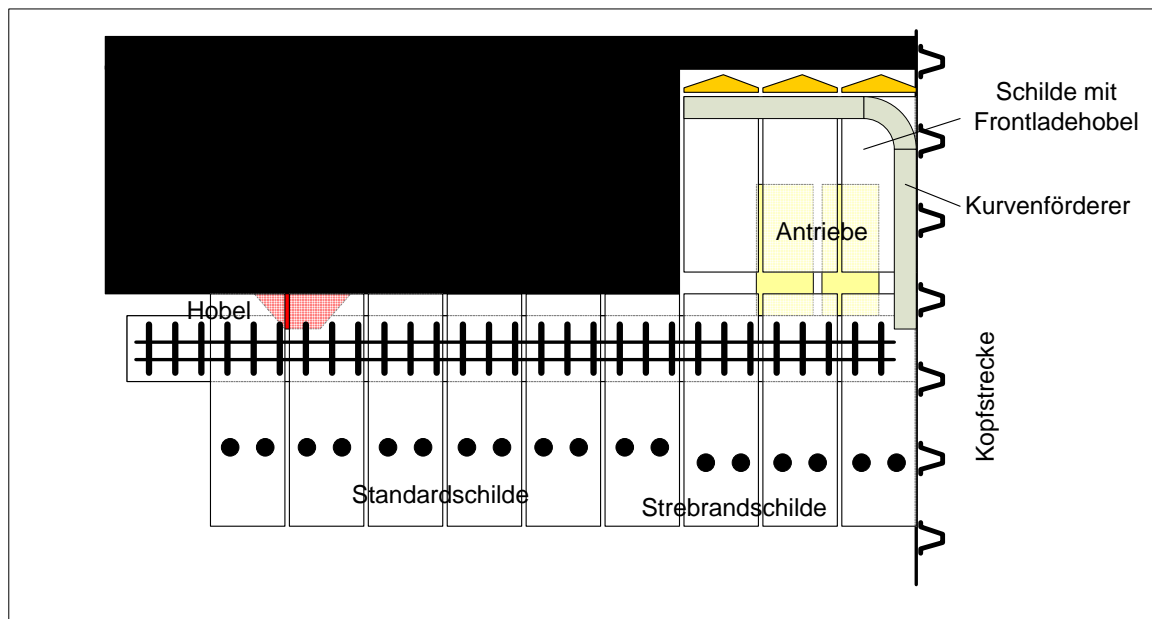


Abbildung 4-3: Frontladehobel als Stallmaschine bei Hobelbetrieben

Für Walzenladerbetriebe können sich aus der Verwendung von Frontladehobel zum Schneiden eines Stalls ebenfalls erhebliche Vorteile ergeben. Ohne einen Stall muss die hohe Marschgeschwindigkeit von Walzenladern bei Annäherung an die Strebenden deutlich herabgesetzt werden. Dazu kommt die Notwendigkeit, den Walzenlader in das nächste Gewinnungsfeld einzuschneiden. Es existieren verschiedene Verfahren, wie das Halbstrebverfahren oder das Schleifenverfahren am Strebende /13/, um den Walzenlader neu einschneiden zu lassen. Alle diese Verfahren sind jedoch mit Leerfahrten verbunden, das Schleifenverfahren erfordert noch dazu mehrfache Fahrtrichtungswechsel.

Ausreichende Flözmächtigkeit vorausgesetzt, kann durch Platzierung von 8-10 Ausbaueinheiten mit Frontladehobeln an beiden Strebenden ein Stall geschnitten werden, welcher den gesamten Walzenlader aufnimmt. Dadurch kann der Förderer mit dem darauf stehenden Walzenlader gerückt und der Walzenlader in Position für den nächsten Schnitt gebracht werden. Ein Zeitverlust durch das Fahren von Schleifen kann so vermieden werden.

Die sich aus der Zeitersparnis ergebende Produktionssteigerung soll anhand eines realen Beispiels berechnet werden.

Als Beispiel für die Berechnung der Produktionssteigerung durch Reduzierung des Zeitbedarfs für den Fahrtrichtungswechsel und das Einschneiden in das neue Gewinnungsfeld am Strebende, dient eine Untersuchung, welche der Verfasser im Jahr 2003 auf dem Bergwerk Ulan in New South Wales, Australien durchgeführt hat.

Auf dem Bergwerk Ulan wurde zum Zeitpunkt der Untersuchung die untere, 3 m mächtige Partie des insgesamt 8-10 m mächtigen Ulan-Flözes abgebaut. Dazu wurde ein 250 m langer Streb betrieben, ausgerüstet mit Bockschild-Ausbau der Firma Dowty-Meco, einem Strebförderer der Firma Joy Mining Machinery und einem SL 500-Walzenlader der Firma Eickhoff.

Die wichtigsten Daten dieses Strebbetriebs sind in folgender Tabelle zusammengefasst.

Flözmächtigkeit [m]	10,00
geschnittene Mächtigkeit [m]	3,00
Schildbreite [m]	1,75
Feldbreite Walzenlader [m]	1,00
Streblänge [m]	300,0
Länge der Schleife [m]	18,0
Länge des Walzenladers [m]	12,0
Durchschnittliche Marschgeschwindigkeit auf Bergfahrt (außerhalb Schleife) [m/min]	11,4
Durchschnittliche Marschgeschwindigkeit auf Talfahrt (außerhalb Schleife) [m/min]	9,5
Zeitbedarf für die Schleife [min]	9,0
Durchschnittliche Zykluszeit (zwei volle Schnitte) [min]	67,8
Verfügbarkeit des Walzenladers [%]	71,5
geplante Gewinnungsdauer [Stunde/Woche]	78,4
Gesamt-Verfügbarkeit [%]	70,6
geplante Produktions-Wochen pro Jahr [Wochen/Jahr]	50,0
Zeitbedarf für Strebumzüge [Wochen/Jahr]	5,0
Abbaufortschritt pro Woche [m/Woche]	89,4
jährliche Produktion [Mio. t/Jahr]	3,9

Tabelle 4-1: Daten des Gewinnungsbetriebs des Bergwerks Ulan, Australien

Der Zeitbedarf für das Fahren der Schleife an jedem Strebende betrug 9 Minuten. Die Auswirkung einer Reduzierung dieser Zeit bei Beibehaltung aller anderen Faktoren stellt die Abbildung 4-4 dar. Es ist erkennbar, dass bei einer Reduzierung der Zeit von 9 auf 3 Minuten die jährliche Fördermenge um 23 % von 3,9 auf 4,8 Millionen Tonnen ansteigt.

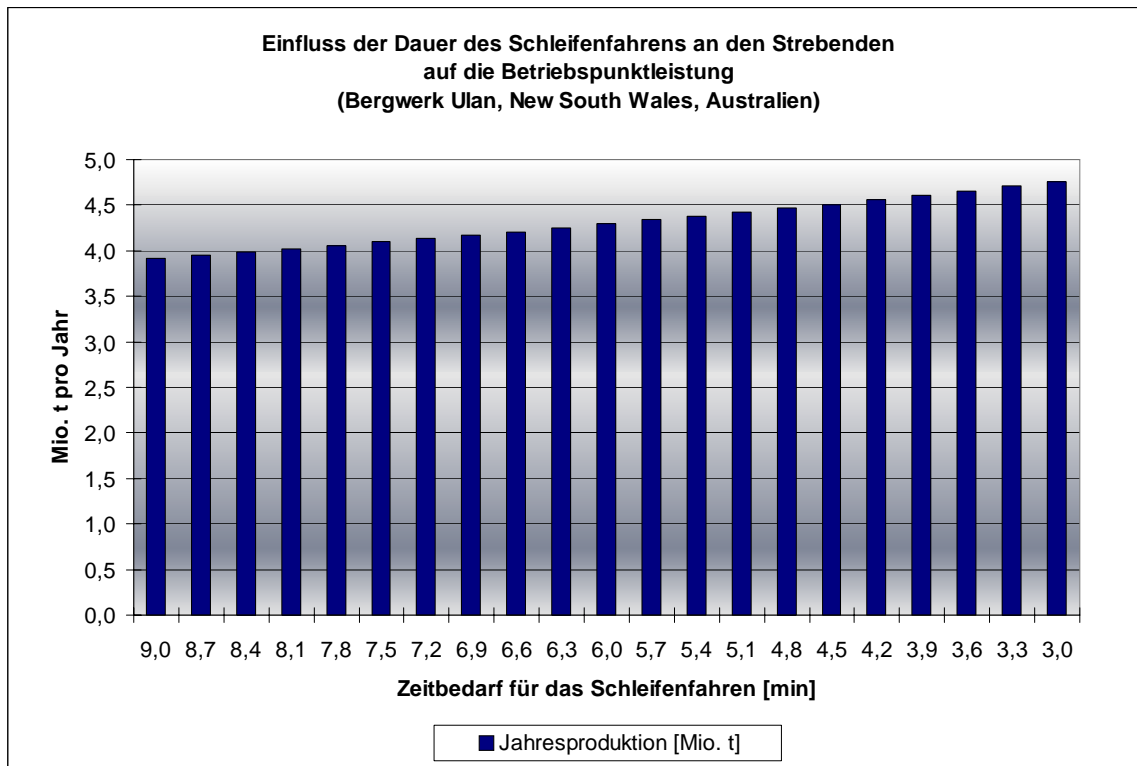


Abbildung 4-4: Steigerung der Leistung eines Walzenlader-Strebbetriebs durch Reduzierung der Zeit für das Schleifenfahren an den Strebenden
/14/

Als Ausbau für diesen besonderen Anwendungsfall bietet sich eine Konstruktion ähnlich des in Abbildung 4-5 dargestellten Schildausbauzuges an.

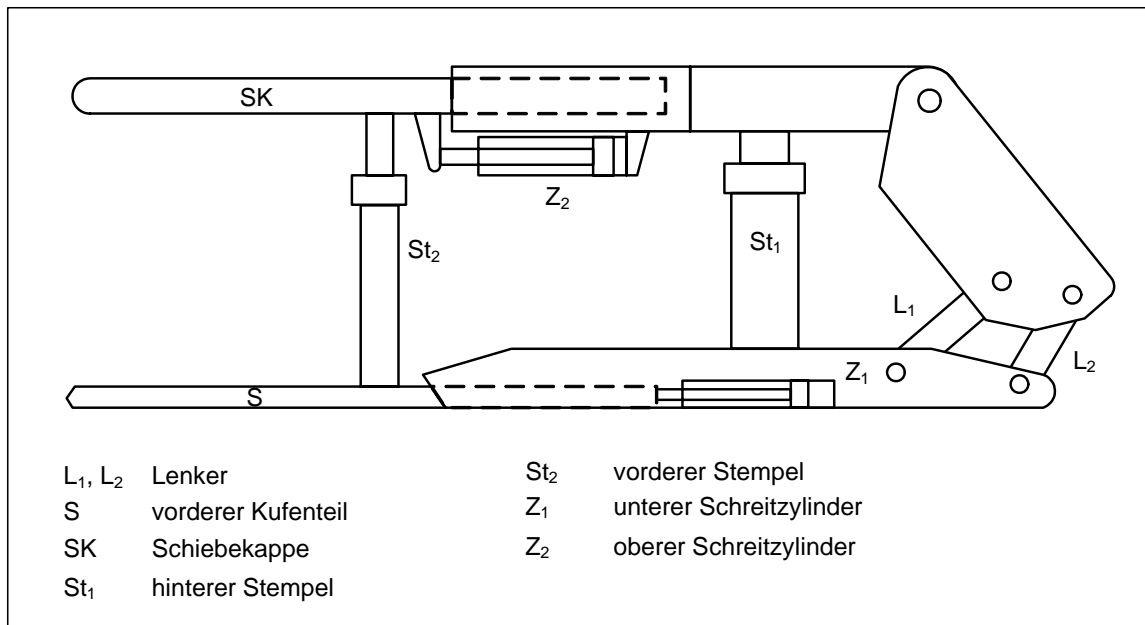


Abbildung 4-5: Schildausbauzug /11/

4.2 Abschätzung des Marktpotentials

Zur Abschätzung des Marktpotentials wurden mehrere mit dem System Frontladehobel potentiell gewinnbare Minerale identifiziert und deren Vorkommen in ausgewählten Ländern bestimmt, um die Anzahl der dort einsetzbaren Geräte abzuschätzen.

4.2.1 Geeignete Lagerstättenformen und potentiell gewinnbare Minerale

Bedingt durch seine mechanische Konstruktion ist der Frontladehobel hauptsächlich für den Abbau von Flözen oder flözartigen Lagerstätten geeignet, welche lang gestreckte Baufelder, ähnlich wie beim Abbau mit Walzenlader oder Hobel, ermöglichen. Das Einfallen der Lagerstätten ist dabei zweitrangig, da der Frontladehobel insbesondere in der steilen Lagerung gegenüber einem konventionellen Strebbetrieb wichtige Vorteile bietet, wie unter 4.1.4 dargestellt.

Eine weitere Lagerstättenform, die in Betracht kommt, ist die der mächtigen bis sehr mächtigen Flöze, wie z.B. das Lignitflöz von Velenje in Slowenien. Da der Arbeitsbereich des Frontladehobels bei einer Mächtigkeit von etwa 2-3m liegt, müssen allerdings Lagerstätten, deren Mächtigkeit darüber liegt, scheibenweise abgebaut werden. Ein Einsatz des Frontladehobels zur Gewinnung im Strebbau mit Abzug der Firstkohle (Top Coal Caving / Sublevel Caving) ist ebenfalls denkbar.

Die Schneidleistung des Frontladehobels und die daraus resultierenden Schnitttiefen wurden an einem Versuchsgerät erprobt. Es zeichnete sich dabei ab, dass mit dem Frontladehobel Minerale mit einer Härte und Druckfestigkeit bis hin zu Werten ähnlich denen schwer hobelbarer Kohle gelöst werden können. Am künstlichen Kohlen-

stoß mit einer Druckfestigkeit von 8,4MPa konnten Schnitttiefen von 200 mm realisiert werden, wobei die Anordnung der Meißel und die Kinematik des Gerätes noch der Optimierung bedürfen.

Aus der großen Anzahl der Industriemineralien, die bergmännisch unter Tage gewonnen werden, kommen folgende nach Härte, Druckfestigkeit und Lagerstättenform für den Abbau mit dem Frontladehobel in Frage:

- | | |
|--------------|-------------|
| ▪ Steinkohle | ▪ Talk |
| ▪ Braunkohle | ▪ Phosphate |
| ▪ Steinsalz | ▪ Bauxit |
| ▪ Kalisalze | ▪ Ton |
| ▪ Trona | ▪ Bentonit |
| ▪ Glauberit | ▪ Steigerit |
| ▪ Gips | ▪ Borax |
| ▪ Anhydrit | ▪ Bischofit |

Nur ein Teil dieser Mineralien wird in wirtschaftlich interessanten Mengen abgebaut. Die Suche nach Mineralvorkommen, welche einen Einsatz des Frontladehobels möglich erscheinen lassen, wird daher auf folgende Mineralien beschränkt:

- | | |
|-----------------------|---------|
| ▪ Steinkohle | ▪ Trona |
| ▪ Braunkohle | ▪ Gips |
| ▪ Steinsalz Kalisalze | ▪ Talk |

4.2.2 Übersicht einiger Länder mit Potential zum Einsatz des Frontladehobels

Deutschland

Aus der Reihe der potentiell gewinnbaren und wirtschaftlich interessanten Minerale werden in Deutschland drei abgebaut, Steinkohle, Kalisalz und Steinsalz.

Steinkohle

Die DSK betreibt 9 Bergwerke mit derzeit 32 Strebbetrieben. Die jährliche verwertbare Förderung beträgt 26,4 Mio. t. Fünf der 32 Streben bauen Flöze mit einer Mächtigkeit von $2\text{ m} \pm 20\text{ cm}$, liegen also im geplanten Arbeitsbereich des Frontladehobels. Ein Einsatz des Frontladehobels zur Gewinnung ist hier jedoch als unwahrscheinlich anzusehen.

Aufgrund der schwierigen Lagerstättengeometrie, dem starken Durchbauungsgrad und der intensiven Tektonik stehen auf den Lagerstätten der DSK große Mengen Kohle auf Restflächen an, welche einem Abbau mit konventioneller Strebtechnik entzogen sind. Ein Abbau im Örterfestenbau wurde in einer Studie bereits untersucht und als nicht wirtschaftlich befunden. Der Abbau mit Hilfe des Frontladehobels unter Anwendung von Bruchbau hingegen stellt möglicherweise ein Verfahren dar, das eine wirtschaftliche Gewinnung eines Teils der Restflächen ermöglicht. Besonders vorteilhaft stellt sich diese Möglichkeit dar, wenn zum Abbau mit dem Frontladehobel bereits bestehende Strecken genutzt werden können. Die Möglichkeit, einen Kurzstreibbetrieb mit nur einer Abbaubegleitstrecke und ohne Hilfsantrieb zu betreiben, wäre ggf. noch rechtlich abzuklären. Für den Abbau von Restflächen wird eine Anzahl von 20 – 30 Einheiten Frontladehobel pro Bergwerk angenommen, insgesamt also 180 – 270 Einheiten.

Ein Einsatz des Frontladehobels zum Vortrieb von Flözstrecken ist im deutschen Steinkohlenbergbau auszuschließen. Zum einen gibt es in Deutschland keine genügend mächtigen Flöze, die eine Auffahrung von ausreichend hohen Strecken ermöglichen, davon abgesehen sind Rechteckstrecken unter den lokalen Verhältnissen wenig geeignet. Als zukünftiges System für das maschinelle Auffahren von Strecken hat sich die DSK daher auf das System AVSA festgelegt.

Eine weitere denkbare Anwendung im deutschen Steinkohlenbergbau, neben dem Abbau von Restflächen, ist das Auffahren von Aufbauen. Dazu könnte eine Anordnung vergleichbar zu der unter 4.1.1 beschriebenen, eingesetzt werden. Ein Vorteil bei dieser Art der Auffahrung wäre, dass die Vortriebsmaschine beim Herstellen des Aufbaus direkt einen hohen Ausbauwiderstand leisten kann.

Stein- und Kalisalz

Stein- und Kalisalze werden in Deutschland auf verschiedenen Lagerstättentypen und –formen abgebaut. Die dominierenden Abbauverfahren sind dabei im Kalibergbau der Örterfestenbau und im Steinsalzbergbau der Kammerbau. Weiterhin werden steil gelagerte Kaliflöze auch durch Weitungsbau abgebaut.

In allen Betrieben des Stein- und Kalisalzbergbaus in Deutschland geschieht die Gewinnung durch Bohr- und Sprengarbeit. Teilschnittmaschinen oder Marietta-Miner sind wenig verbreitet und werden nur zum Streckenvortrieb oder Sonderanwendungen eingesetzt.

Der Abbau mit Bohr- und Sprengarbeit ist sehr weit entwickelt und optimiert. Das Verfahren ist effektiv und wird darüber hinaus auch hohen Sicherheitsstandards gerecht. Nach Einschätzung des Verfassers besteht daher in naher Zukunft kein Potential zum Einsatz des Frontladehobels im deutschen Stein- und Kalisalzbergbau.

Ein Faktor, der diese Situation entscheidend beeinflussen könnte, ist die rechtliche Situation. So unternimmt z.B. die K+S-Gruppe erhebliche Anstrengungen zur Entwicklung neuer Sprengstoffe, um die Schadstoffkonzentration in Sprengschwaden zu verringern und zukünftigen Grenzwertverschärfungen entsprechen zu können. In diesem Zusammenhang ergibt sich möglicherweise in Zukunft eine Situation, in der die maschinelle Gewinnung gegenüber der Sprengtechnik an Vorteilen gewinnt.

Abschätzung für Deutschland

Ein Einsatz in Streckenvortrieben ist auszuschließen. Zum Abbau von Restflächen und Herstellen von Aufhauen sind schätzungsweise 20 - 30 Einheiten pro Bergwerk einsetzbar, so dass sich für die 9 aktiven Bergwerke ein Potential von 180 – 270 Einheiten ergibt.

Polen

Das einzige mit dem System Frontladehobel potentiell gewinnbare und wirtschaftlich interessante Mineral in Polen ist Steinkohle.

Die nachgewiesenen Reserven betragen 20,3 Mrd. t, die Gesamtförderung in 2003 betrug 102,5 Mio. t aus 42 Bergwerken.

Als am wahrscheinlichsten wird auch für Polen der Einsatz zum Abbau von Restflächen angesehen. Analog zur Abschätzung für den Abbau von Restflächen in Deutschland, werden pro Bergwerk ca. 20 – 30 Einheiten angenommen, insgesamt also 800 – 1200 Einheiten.

China

In der VR China werden von der Liste der für den Abbau mit Frontladehobel interessanten Minerale neben Steinkohle noch Steinsalz, Talk und Gips abgebaut.

Steinkohle

China ist der weltweit mit Abstand größte Produzent und Verbraucher von Steinkohle. Im Jahr 2004 wurden 1,67 Mrd. t Steinkohle gefördert, 95 % davon aus Tiefbaubetrieben. Die nachgewiesenen Reserven betragen 62,2 Mrd. t.

Die größten Bergwerksunternehmen Chinas sind Yanzhou Coal, Shenhua Group, Datong Coal und Shanxi Group. Diese Gesellschaften produzieren pro Jahr etwa 240 Mio. t Steinkohle. Die Zahl der Strebbetriebe dieser vier Gesellschaften liegt im Bereich von 150. Unter der Annahme, dass pro Streb 5 – 6 Einheiten zum Streckenvortrieb eingesetzt werden können, entsprechende Flözmächtigkeit vorausgesetzt, ließen sich in diesem Bereich 750 – 900 Einheiten platzieren.

Eine weitere Einsatzmöglichkeit für den Frontladehobel ist der Abbau von Restflächen. Ein möglichst hohes Lagerstättenausbringen ist in China eine gesetzliche Forderung, mindestens 85 % Ausbringen müssen erreicht werden. Ein System, das sich zum Abbau von Restflächen gut eignet, dürfte daher auf dem chinesischen Markt großes Interesse finden.

Ausgehend von der Überlegung, dass nur Bergwerke, die eine technische und organisatorische Mindest-Infrastruktur haben, Interesse an dem Frontladehobel zum Restflächenabbau haben, werden hier Werke einkalkuliert, deren Jahresförderung größer als 2 Mio. Tonnen pro Jahr ist. Wenn jedes dieser etwa 20 Bergwerke 20 – 30 Einheiten zum Restflächenabbau einsetzt, ergibt das einen potentiellen Absatz von 400 – 600 Einheiten.

Steinsalz, Talk und Gips

Die jährlichen Fördermengen von Steinsalz (33 Mio. t), Talk (3,5 Mio. t) und Gips (7 Mio. t) sind nicht unerheblich, allerdings lassen sich keine Aussagen darüber machen, ob diese Mengen unter- oder übertägig gewonnen werden und ob der untertägige Abbau ein Potential für den Einsatz des Frontladehobels bietet. Es wird damit gerechnet, dass entsprechende Möglichkeiten bestehen, jedoch ohne dies quantifizieren zu können.

Indien

Indien verzeichnet aufgrund der starken Bevölkerungs- und industriellen Entwicklung einen starken Anstieg des Primärenergiebedarfs, der sich in der Förderung von 367 Mio. t Steinkohle widerspiegelt, wozu noch Importe hinzukommen. Zu bemerken ist, dass nur ca. 20 % der Förderung aus Tiefbaubetrieben kommt und etwa 80 % aus Tagebauen. Die nachgewiesenen Reserven an Steinkohle in Indien betragen 82,4 Mrd. t.

Es konnte keine ausreichende Datenbasis zur Abschätzung des Potentials für den Einsatz des Frontladehobels geschaffen werden, jedoch besteht aufgrund des hohen

und weiter steigenden Energiebedarfs Indiens dringender Bedarf einer Erhöhung der Förderung und der Produktivität im Steinkohlenbergbau über und unter Tage.

Das überwiegende Abbauverfahren ist der Örterfesten- und Örterpfeilerbau, nur etwa 6 % der Förderung von untertage kommt aus Strebbetrieben. Durch die jahrzehntelange Anwendung von Örterfestenbau sind enorme Mengen Kohle, oft auf mächtigen Flözen, in Festen gebunden. Die Notwendigkeit, Festenbau anzuwenden, resultiert dabei in den meisten Fällen nicht aus Restriktionen in Bezug auf die Absenkung der Erdoberfläche, sondern aus dem Mangel an Technologie zur Gebirgsbeherrschung und Rückbau der Pfeiler.

Indien bietet daher ein großes Potential für den Einsatz des Frontladehobels zur Pfeilerrückgewinnung und möglicherweise auch zur Streckenauffahrung. Die Anzahl der Einheiten, welche in Indien platziert werden könnten, wird auf etwa 500 Stück geschätzt.

USA

Zu den USA konnte die mit Abstand beste Datenbasis geschaffen werden. Vier Minerale sind für den Einsatz des Frontladehobels dort von Interesse: Steinkohle, Steinsalz, Kalisalze und Trona.

Steinkohle

Die USA sind nach China weltweit zweitgrößter Produzent von Steinkohle. Die Gesamtförderung 2004 betrug 972 Mio. t, davon wurden 652 Mio. t aus 714 Tagebauen gefördert und 320 Mio. t aus 580 untertägigen Bergwerken.

Die Aufteilung der Fördermenge von untertage auf die unterschiedlichen Abbauverfahren zeigt die folgende Tabelle. Bemerkenswert ist, dass der größte Anteil davon aus Strebbetrieben kommt, wobei derzeit in den USA nur etwa 50 Strebbetriebe aktiv sind. Dies zeigt deutlich die hohe Leistungsfähigkeit dieser Betriebe.

Aufgrund der hohen Abbaufortschritte und des in den USA üblichen, bzw. vorgeschriebenen Systems von mehreren Begleitstrecken an jedem Strebende ergibt sich ein sehr hoher Bedarf an Streckenauffahrung. Beim gleichzeitigen Auffahren von 3 – 5 Abbaustrecken pro Streb und dem Einsatz von 4 – 6 Einheiten Frontladehobel pro Streckenvortrieb ergibt sich allein für den Bereich der Streckenauffahrung in Verbindung mit Strebbau in den USA ein Potential von 600 – 1.500 Einheiten.

Der zweite große Anteil entfällt auf den Örterfestenbau mit Continuous Miner. Insgesamt sind hier rund 300 Continuous Miner im Einsatz. Beim Örterfestenbau kann der Frontladehobel sowohl zum Vortrieb als auch ggf. (beim Örterpfeilerbau) zum Rückbau der Pfeiler eingesetzt werden. Kalkuliert man pro Continuous Miner 4 – 6 Einheiten, ergibt dies etwa 1.200 bis 1.800 Einheiten, die im Bereich des Örterfesten-/Örterpfeilerbaus in den USA platziert werden könnten.

Abbauverfahren	Örter-Festenbau mit Continuous Miner	Strebbau	Konventionell	Andere Verfah- ren
Fördermenge (2003) [Mio. t]	145,8	166,5	7,4	0,3

Tabelle 4-2: Steinkohle-Fördermengen nach Abbauverfahren, USA, 2003**Kalisalze**

Die Förderung von Kalisalzen in den USA beläuft sich auf ca. 1,1 Mio. t K_2O jährlich. Der Abbau geschieht auf 3 Bergwerken mit insgesamt 18 Continuous Minern. Beim Einsatz von 4 – 6 Einheiten Frontladehobel pro Continuous Miner bietet der Kalisalzbergbau der USA damit ein Potential für etwa 72 – 108 Einheiten.

Steinsalz

Die Gesamtförderung von Steinsalz in den USA beträgt 41 Mio. t aus 69 Bergwerken. 20 Mio. t davon werden im untertägigen Örterfestenbau mit konventioneller Gewinnung, d.h. durch Bohr- und Sprengarbeit, gewonnen. Der Rest wird mit verschiedenen Verfahren abgebaut, ein großer Teil durch Laugung.

Die Anzahl der zur Gewinnung dieser 20 Mio. t notwendigen Einheiten hängt stark von der erreichbaren Schnitttiefe im Steinsalz ab. Unter der Annahme eines 2-schichtigen Betriebes und einer Ausnutzung von 75 % ergibt sich bei einer durchschnittlichen Schnitttiefe von 40 mm ein Bedarf von 150 Einheiten. Wenn die realisierbare durchschnittliche Schnitttiefe nur 20 mm betragen sollte, wäre der daraus resultierende Bedarf etwa 300 Einheiten.

Trona

Die jährliche Förderung von Trona beträgt 10,6 Mio. t aus insgesamt 6 Bergwerken. Der Abbau erfolgt hauptsächlich durch Örterfestenbau aber auch in 2 Strebbetrieben. Die maschinelle Ausstattung der Betriebe besteht aus 14 Continuous Minern und 15 Marietta Minern sowie zwei Strebausrüstungen. Das gesamte Potential im Bereich des Bergbaus auf Trona in den USA wird aufgrund dessen auf 230 – 280 Einheiten geschätzt.

Kanada

Kanada produziert von der Liste der betrachteten Minerale nur Kalisalze. Die Förderung beträgt etwa 8,5 Mio. t K_2O aus 9 Bergwerken in Saskatchewan. Der Abbau geschieht durch Örterfestenbau mit Bohr- und Sprengarbeit. Insgesamt sind schät-

zungsweise ca. 100 – 200 Örter in Verhieb. Bei Einsatz von 6 Einheiten Frontladehobel pro Ort ergibt sich damit ein Potential von etwa 600 – 1.200 Einheiten.

Südafrika

Südafrika gehört ebenfalls zu den bedeutenden Förderländern für Steinkohle. Die jährliche Förderung beträgt 240 Mio. t bei nachgewiesenen Reserven von 49,5 Mrd. t.

Der größte Teil der Förderung, etwa 220 Mio. t, kommt aus etwa 35 Betrieben großer Gesellschaften wie AngloAmerican, BHP Billiton, Sasol Mining und Xstrata.

Das dominierende Abbauverfahren (85-90 %) unter Tage ist der Örterfestenbau, dementsprechend ist eine große Zahl von Continuous Minern in Betrieb. Durch Einsatz von 6 Einheiten Frontladehobel pro Continuous Miner wird das Potential insgesamt auf 600 bis 900 Einheiten geschätzt.

Russland

In Russland werden von der Liste der für den Abbau mit Frontladehobel interessanten Minerale hauptsächlich Steinkohle und Kalisalze abgebaut, aber auch nennenswerte Mengen Phosphat und Magnesit.

Steinkohle

Die Produktion von Steinkohle liegt bei etwa 164 Mio. t, die in etwa 140 Bergwerken gewonnen werden. Das Hauptabbaugebiet ist das Kuznetsk-Becken. Über die Anzahl und Art der Gewinnungsbetriebe können keine exakten Angaben gemacht werden, es ist jedoch davon auszugehen, das auch hier ein Potential für den Einsatz des Frontladehobels gegeben ist, sowohl zum Abbau von Restflächen als auch zur Auffahrung von Flözstrecken oder auch zur regulären Gewinnung. Das Potential im Bereich des russischen Steinkohlenbergbaus wird auf rund 800 – 1.200 Einheiten geschätzt.

Kalisalz

Uralkali Ltd. und Sylvinit Ltd. betreiben westlich des Urals, in der Nähe von Perm, insgesamt 7 Bergwerke mit einer Gesamtförderung von 4,1 Mio. t K_2O , was etwa einer Rohförderung von 27 Mio. t entspricht. Der Abbau erfolgt im Örter-Festenbau durch Bohr- und Sprengarbeit.

Die Anzahl der zur Gewinnung dieser 27 Mio. t notwendigen Einheiten hängt stark von der erreichbaren Schnitttiefe in den Sylvinit- und Carnalitflözen ab. Beispielsweise ergibt sich unter der Annahme eines 2-schichtigen Betriebes und einer Ausnutzung von 75 % bei einer durchschnittlichen Schnitttiefe von 40 mm ein Bedarf von 210 Einheiten. Wenn die realisierbare durchschnittliche Schnitttiefe nur 20 mm betragen sollte, wäre der daraus resultierende Bedarf 420 Einheiten.

Phosphat und Magnesit

Neben Steinkohle und Kalisalz werden in Russland auch nennenswerte Mengen Phosphat und Magnesit abgebaut. Die Förderung von Phosphat beläuft sich auf 3,8 Mio. t P_2O_5 , die von Magnesit auf 2,2 Mio. t.

Die Anzahl der in diesem Bereich zu platzierenden Einheiten dürfte etwa 60 – 100 betragen.

4.2.3 Abschätzung der Anzahl der einsetzbaren Geräte

Die Abschätzungen des theoretischen Bedarfs an Gewinnungsgeräten Frontladehobel der betrachteten Länder sind in folgender Tabelle zusammengefasst. Entsprechend der Art der Informationen, auf denen die Abschätzung beruht, sind die Werte in zwei Kategorien eingeteilt, wobei die Werte der ersten Kategorie konkreter an der aktuellen Situation in den jeweiligen Ländern orientiert sind, während die Werte der Kategorie 2 aufgrund nicht vorliegender Informationen über Lagerstätten, Bergwerke, Abbauethoden, Förderzahlen usw. aufgrund allgemeiner Informationen abgeschätzt wurden. Die Werte der Kategorie 2 sind daher mit einer höheren Ungenauigkeit behaftet, als die der Kategorie 1, aber dennoch plausibel und nicht zu optimistisch angesetzt.

	Anzahl aufgrund von Förderdaten und konkreten Informationen über Bergwerke abgeschätzt			Anzahl aufgrund allgemeiner Informationen abgeschätzt		
Deutschland	180	bis	270			
Polen	800	bis	1.200			
China	1.150	bis	1.500			
Indien				500		
USA	2.252	bis	3.988			
Kanada	600	bis	1.200			
Südafrika	600	bis	900			
Russland	210	bis	420	860	bis	1.300
Σ	5.792	bis	9.478	1.360	bis	1.800

Tabelle 4-3: Abschätzung der Anzahl einsetzbarer Gewinnungsgeräte

Betrachtet man nur die Zahlen der Kategorie 1, so ergibt sich eine Anzahl von 5.792 – 9.478 Einheiten Frontladehobel, die theoretisch in den betrachteten 8 Ländern platziert werden könnten.

Nimmt man die Werte der Kategorie 2 noch hinzu, so ergibt sich eine Gesamtsumme von 7.152 – 11.278 Einheiten.

Zu beachten ist, dass zu der Anzahl von Ausbau-Gewinnungseinheiten noch kontinuierliche oder diskontinuierliche Fördereinrichtungen und eine adäquate Anzahl von Transportfahrzeugen hinzu zu rechnen sind.

Durch den Einsatz des Frontladehobels in Kurzstreben zur Restflächengewinnung werden schätzungsweise 100 – 120 Strebförderer von ca. 100 m Länge benötigt.

Für den Einsatz im Örterfesten- / Örterpfeilerbau werden schätzungsweise 900 Ladetische und Abwurf-Förderer benötigt, wie in 4.1.1 dargestellt, etwa 2.000 Förderfahrzeuge und 600 Schildtransportfahrzeuge.

5 Technikumsversuch zur Feststellung der erreichbaren Schnitttiefe

Im Prüf- und Testzentrum der DBT GmbH am Standort Lünen wurde ein Versuchsaufbau errichtet, um die Arbeitsweise des Frontladehobels und insbesondere auch die erreichbare Schnitttiefe, zu überprüfen.

5.1.1 Versuchsaufbau

Der Versuchsaufbau bestand aus einem Versuchsgerät Frontladehobel, einem Ausbauschild, einem künstlichen Kohlenstoß und einem Rahmen zum Verspannen des Schildes sowie der Messtechnik, Hydraulikversorgung und Hilfseinrichtungen.

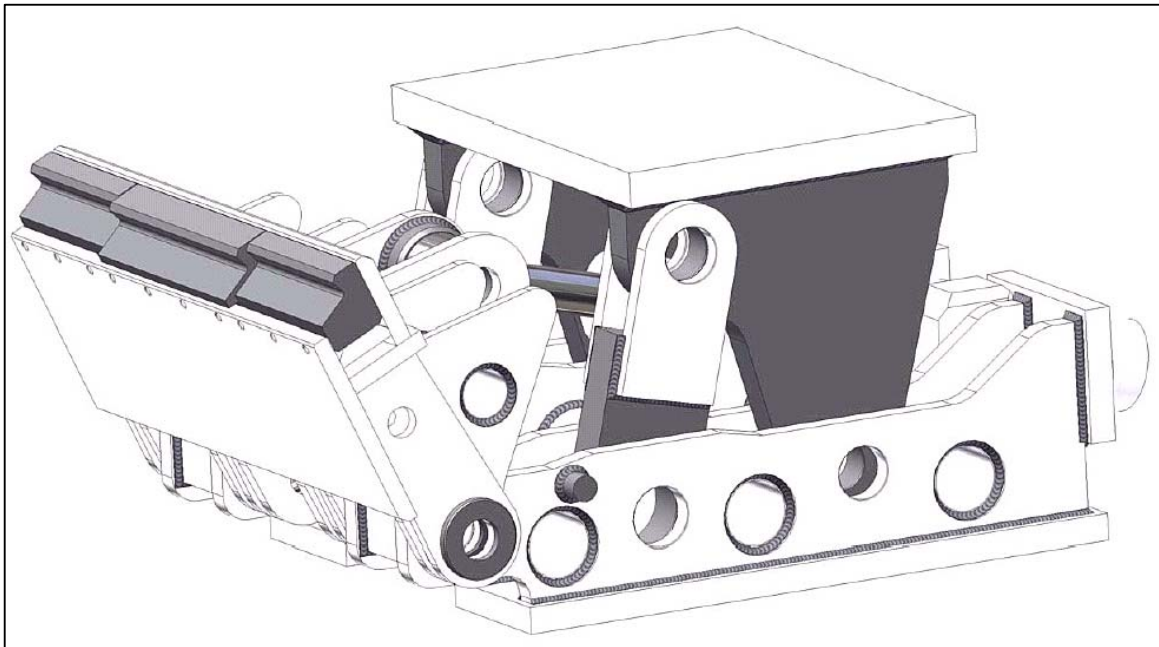


Abbildung 5-1: 3D CAD-Modell der Gewinnungsvorrichtung des Versuchsgeräts, Darstellung ohne Meißel

Der Basisträger des Versuchsgeräts Frontladehobel war fest unter der Kappe des Schildausbaus verschweißt. Am Basisträger war ein Anstellhebel gelenkig gelagert, der über zwei hydraulische Steuerzylinder hätte verstellt werden können. Für die durchgeführten Versuche waren jedoch anstelle von Hydraulikzylindern starre Druckstäbe eingebaut.

Am vorderen Ende des Anstellhebels waren eine Löseeinrichtung sowie ein Zwischenlenker gelenkig angebracht. Durch den hydraulischen Arbeitszylinder konnte der Zwischenlenker gegenüber dem Anstellhebel aus der Ausgangslage um 130° geschwenkt werden. Durch den Einbau von zusätzlichen Zylindern zwischen Löseeinrichtung und Zwischenlenker, hätte die Löseeinrichtung noch weiter geschwenkt

werden können. Um den Aufbau des Gerätes jedoch möglichst einfach zu halten, waren Zwischenlenker und Löseeinrichtung durch Bolzen fest miteinander verbunden.

Die Löseeinrichtung war mit 21 Meißeltaschen zur Aufnahme von üblichen Hobelmeißeln, d.h. Flachmeißeln, bestückt. Bei den Schneidversuchen wurde nur jede zweite Meißeltasche bestückt, wodurch sich ein Schneidlinienabstand von ca. 130 mm ergab. Um eine Verfälschung der Messergebnisse durch seitliches Verkeilen der Löseeinrichtung zu vermeiden, waren 3 Rundmeißel an den Flanken der Löseeinrichtung angeschweißt, um das Gerät seitlich frei zu schneiden.



Abbildung 5-2: Meißelbestückung der Löseeinrichtung

Die Schneidbewegung des Gerätes wurde durch den Arbeitszylinder ausgeführt. Dabei handelte es sich um einen doppelwirkenden Hydraulikzylinder mit einem Kolbendurchmesser von 150 mm und einer Hublänge von 950 mm. Über zwei etwa mittig auf dem Zylindermantel aufgeschweißte Bolzen war der Arbeitszylinder am hinteren Ende des Anstellhebels verlagert. Über die Hydraulikversorgung des Prüf- und Testzentrums stand für den Arbeitszylinder ein Druck von maximal 360 bar zur Verfügung.

Das gesamte Versuchsgerät Frontladehobel war unter dem vorderen Ende der Kappe eines 2-Stempel-Ausbauschildes fest verschweißt. Der Schild hatte einen Verstellbereich von 1350 bis 3000 mm und eine Nennkraft von $2 \times 2526 \text{ kN}$.

Um ein Setzen des Schildes zu ermöglichen und die Reaktionskräfte aus dem Schneidvorgang aufzunehmen, war der Schild innerhalb eines Rahmens angeordnet, der aus Vierkantrohren und Zugstäben aus Rundmaterial bestand und fest mit dem Boden der Versuchshalle verbunden war. Innerhalb des Rahmens war der Schild auf etwa 2 m Höhe ausgefahren.

Zur Darstellung des Abbaustoßes befand sich vor dem Schild ein rechteckiger Behälter aus Stahlblech von etwa 2,2 m Kantenlänge, der mit einem Spezialbeton ausgegossen war. Die Zusammensetzung dieses Betons wurde so gewählt, dass er hinsichtlich seiner Zerspanbarkeit einer leicht hobelbaren Kohle ähnelte.

Die Druckfestigkeit des Betons wurde vom Hersteller mit $5,29 \text{ N/mm}^2$ angegeben. Zur Überprüfung wurde aus dem künstlichen Kohlenstoß ein Bohrkern von 190 mm Durchmesser erbohrt und auf eine Länge von 190 mm abgedreht, um ein Verhältnis Länge-Höhe von 1 einzustellen.

Am 14.12.2004 wurde die Probe auf einer Materialprüfpresse am Institut für Bergbau der TU Clausthal auf Druckfestigkeit geprüft. In diesem Versuch wurde eine Druckfestigkeit von $8,4 \text{ N/mm}^2$ gemessen.

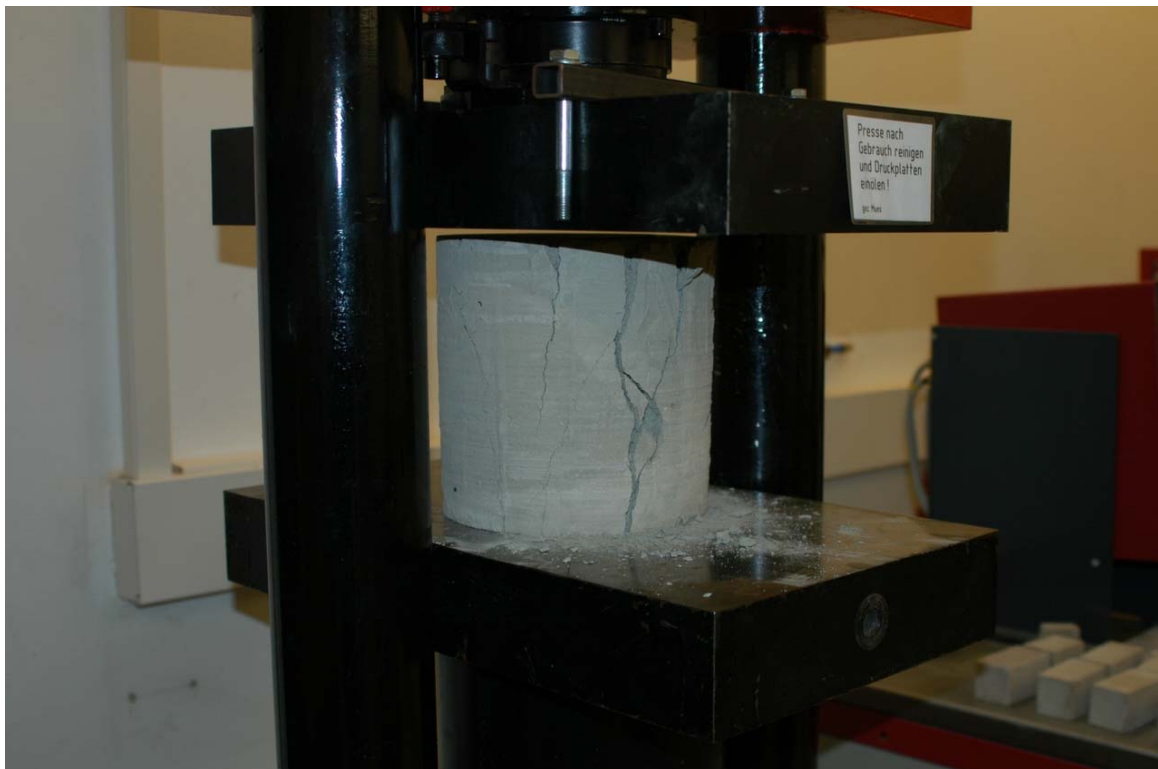


Abbildung 5-3: Messung der Druckfestigkeit

5.1.2 Schneidversuche

Am 24.05.2005 wurden im Prüf- und Testzentrum der DBT GmbH mit dem Versuchsgerät Frontladehobel fünf Schneidversuche durchgeführt, welche digital aufgezeichnet und ausgewertet wurden.

Alle Versuche wurden an einem Spezialbeton mit einem Zementgehalt von 80 kg/m³ Beton durchgeführt. Viermal wurde über das Rückmaß der Ausbaueinheit eine Schnitttiefe von 50mm eingestellt, ein Versuch wurde mit 80 mm Schnitttiefe durchgeführt. Jede zweite Meißeltasche war bestückt, siehe Abbildung 5-2.

Zur Erfassung und Aufzeichnung der Messwerte wurde ein mobiler PC mit einer Analog/ Digital-Wandlerkarte der Firma Texas Instruments benutzt. Mit einem inkrementellen Drehgeber wurde der Drehwinkel der Schneide gegenüber der Ausgangsstellung gemessen. Weiterhin wurde der hydraulische Druck im Arbeitszylinder über einen Drucksensor gemessen, sowie das Rückmaß der Ausbaueinheit über einen Wegmesser. Die Abtastrate der Sensoren war 1 kHz, so dass sich bei drei aufgezeichneten Kanälen eine effektive Abtastrate von 333 Hz pro Kanal ergab.

Die Schubkraft des Arbeitszylinders wurde aus dem gemessenen Hydraulikdruck und dem Radius der Kolbenfläche wie folgt berechnet:

$$\text{Hydraulischer Druck (Messwert)} [\text{bar}] \times 10^5 \times 0,075\text{m}^2 \times \pi \times 10^{-3} = \text{Schubkraft} [\text{kN}]$$

Die Aufzeichnung der Versuche ist in Abbildung 5-4 bis Abbildung 5-8 als Verlauf von Schubkraft des Arbeitszylinders über dem Drehwinkel der Schneide (0 - 130°) dargestellt (blaue Linie).

Die gelbe Linie stellt die vom Arbeitszylinder an die Meißel übertragene Kraft dar. Aufgrund der Konstruktion des Gerätes sind die Winkelverhältnisse bei der Anlenkung der Schneide nur bei einem Drehwinkel von 65° optimal. Insbesondere zu Beginn und Ende der Schneidbewegung ist die Kraftübertragung aufgrund eines spitzen Winkels zwischen Kolbenstange und Meißelträger sehr gering, wie in Abbildung 5-9 dargestellt.

Die rote Linie stellt die maximale Kraft dar, die das Gerät bei einem hydraulischen Druck von 360 bar an den Meißeln realisieren kann. Die Differenz zwischen gelber und roter Linie ist daher als Kraftreserve zu sehen, die das Gerät zum Lösen des Gesteins/Betons noch hätte aufbringen können.

Die Versuche 1 und 2, beide mit 50 mm Schnitttiefe, zeigen eine gute Übereinstimmung. Das Maximum der an die Meißel übertragenen Schneidkraft liegt bei 230-240 kN und tritt bei einem Drehwinkel von 90–100° auf.

Versuch 3 wurde mit 80 mm Schnitttiefe durchgeführt. Die maximale Schneidkraft beträgt etwa 280 kN. Interessant ist, dass die Steigerung der Schnitttiefe um 60 % nur

eine 20-prozentige Steigerung der maximalen Schneidkraft bewirkt. Betrachtet man den Mittelwert der Schneidkraft, so ist gegenüber den Versuchen 1 und 2 keine Erhöhung festzustellen (siehe Tabelle 5-1).

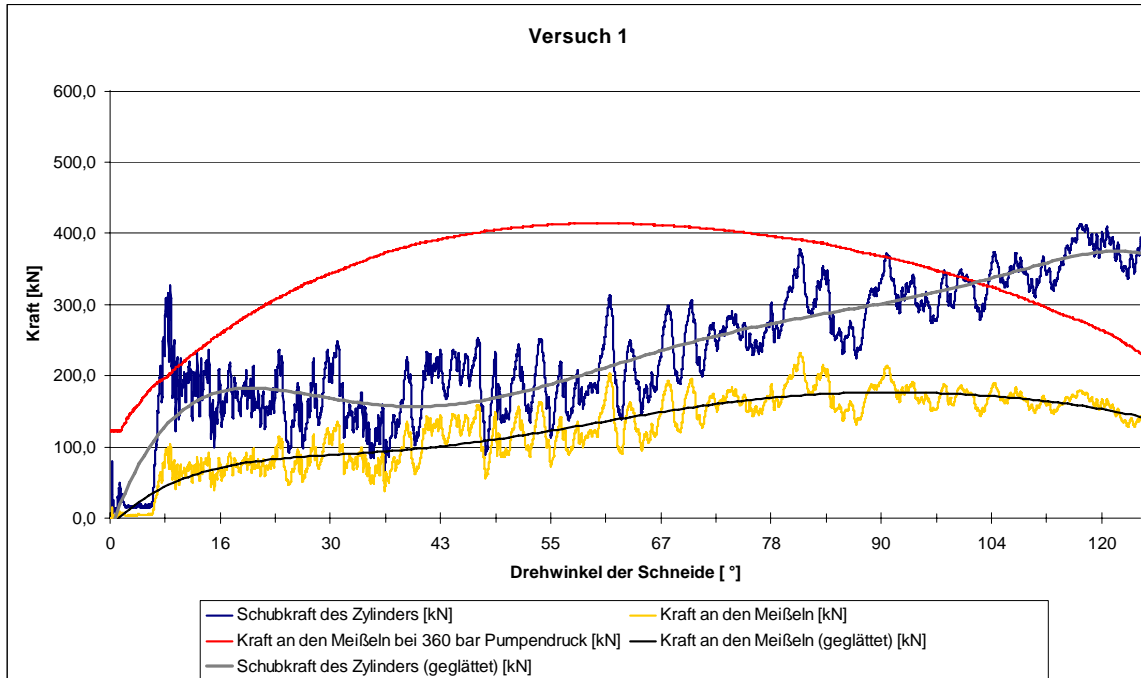


Abbildung 5-4: Versuch 1, Schnitttiefe 50 mm

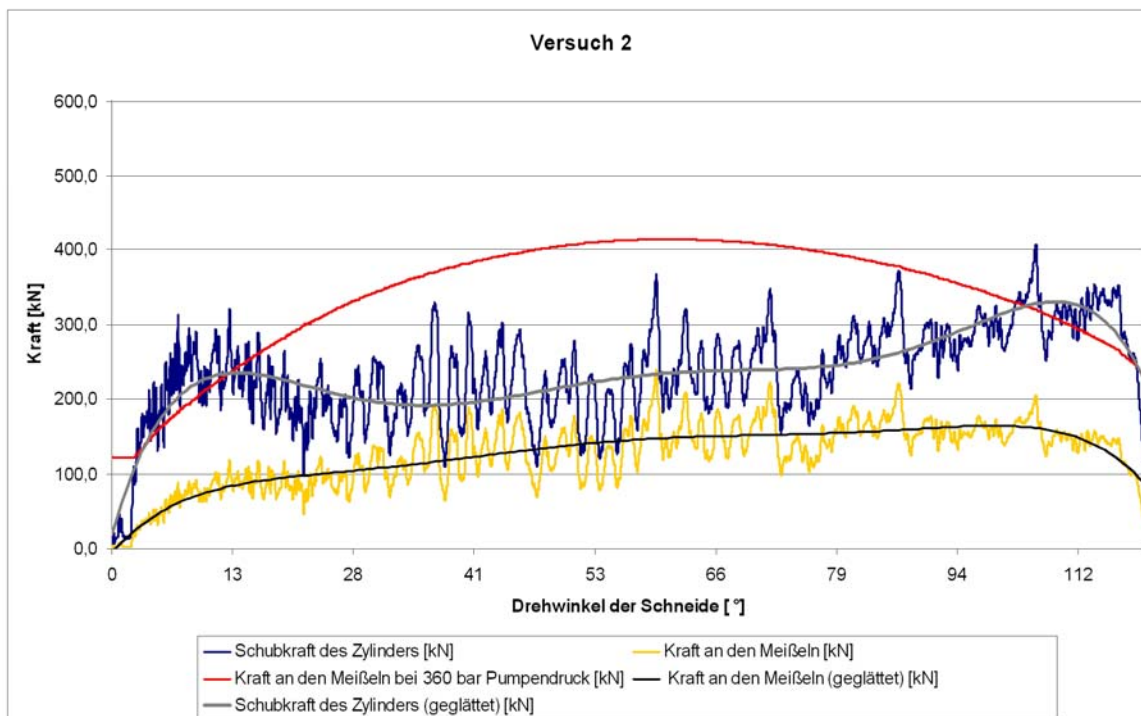


Abbildung 5-5: Versuch 2, Schnitttiefe 80mm

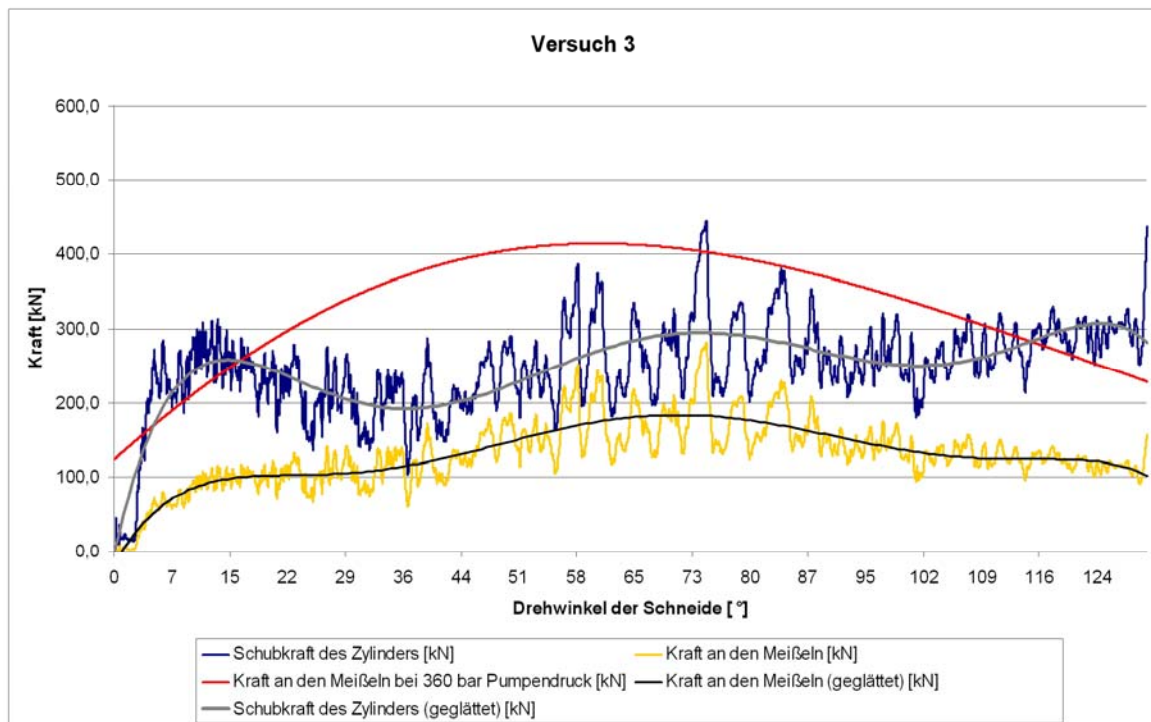


Abbildung 5-6: Versuch 3, Schnitttiefe 80 mm

Die Versuche 4 und 5 wurden mit einer Schnitttiefe von jeweils 50 mm durchgeführt. Gegenüber den Versuchen 1 und 2 ist ein deutlich höherer Kraftaufwand festzustellen, insbesondere zu Beginn der Schneidbewegung. Dies ist wahrscheinlich darauf zurückzuführen, dass der Schnittansatzpunkt aufgrund der vorhergegangenen Versuche immer weiter in den Betonkörper hineingewandert und dementsprechend die seitliche Einspannung des Materials stärker geworden war.

Der starke Kraftabfall in Versuch 4 bei 14° ist darauf zurückzuführen, dass an der Grundplatte der Versuchsanordnung eine Schweißnaht riss.

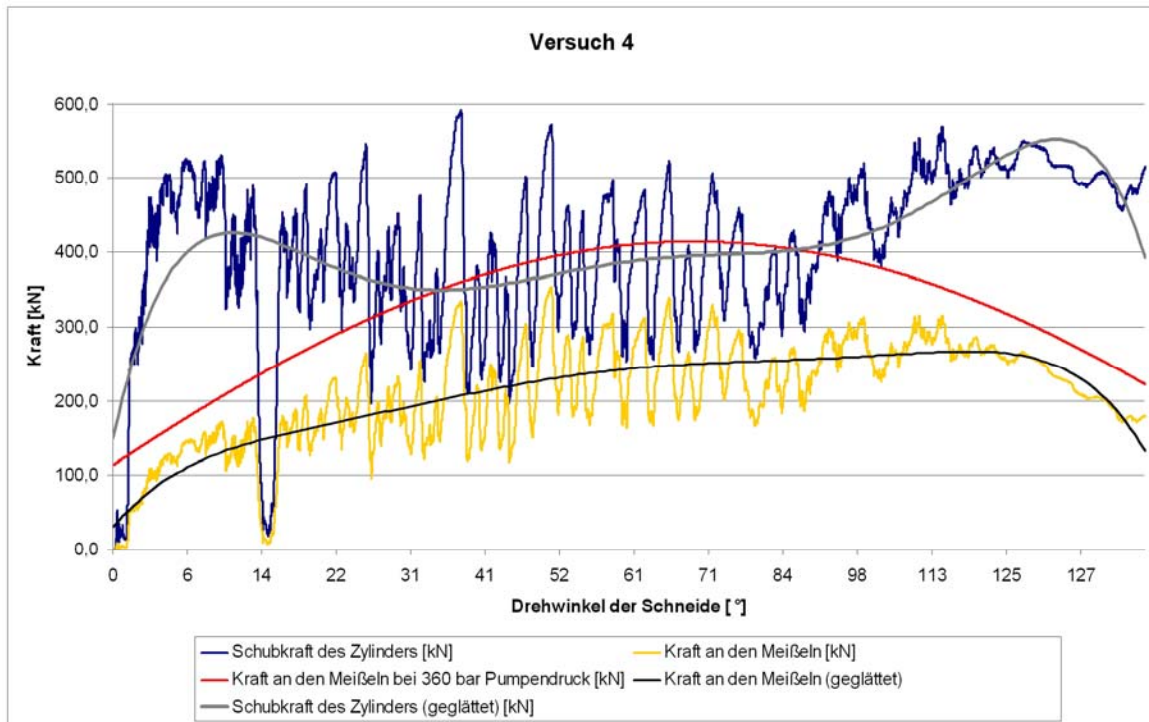


Abbildung 5-7: Versuch 4, Schnitttiefe 50 mm

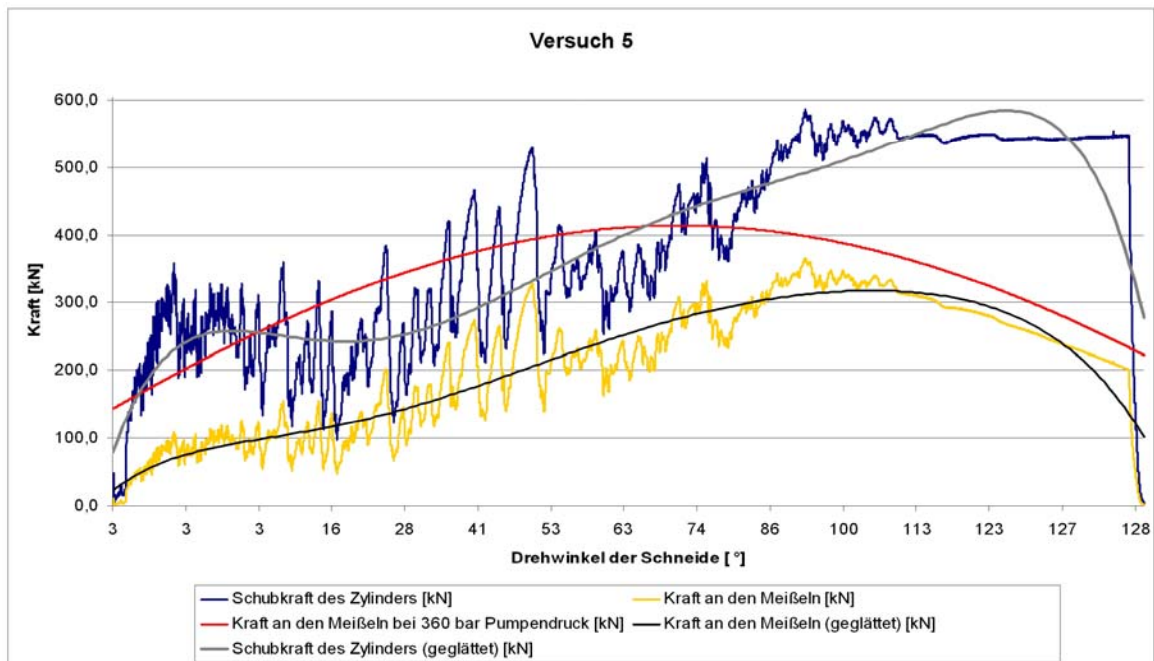


Abbildung 5-8: Versuch 5, Schnitttiefe 50 mm

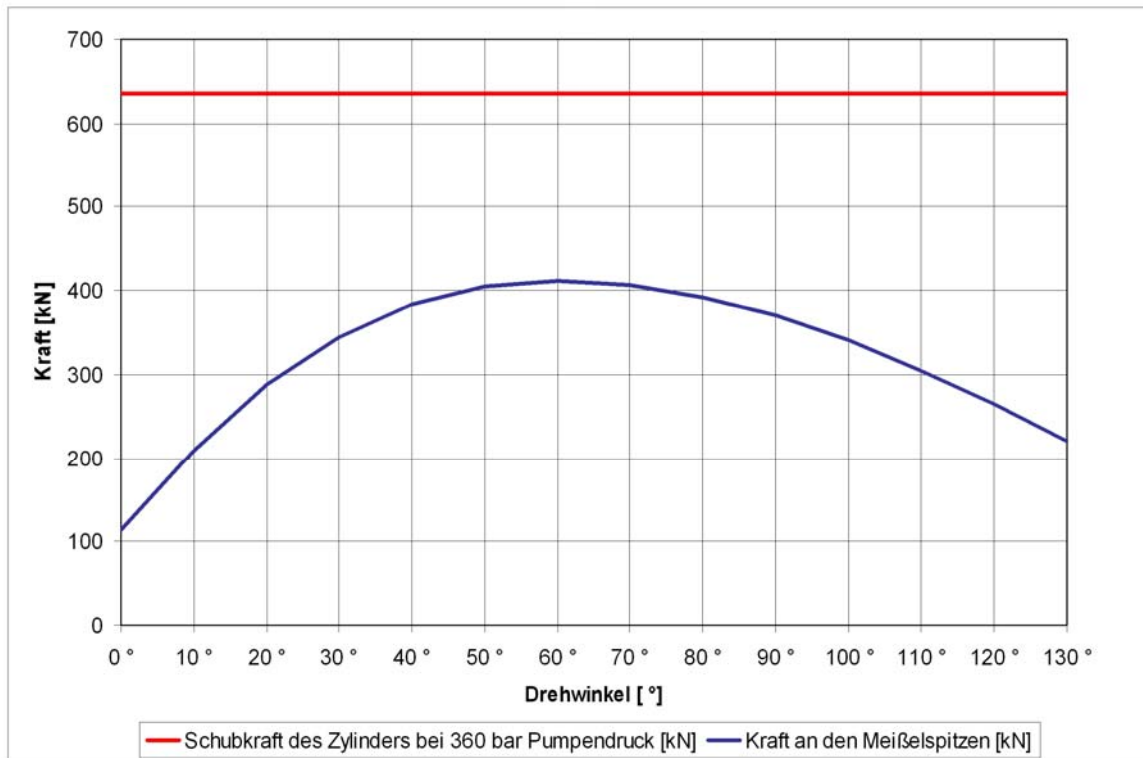


Abbildung 5-9: Schubkraft des Arbeitszylinders und Schneidkraft in Abhängigkeit des Drehwinkels

Versuch	1	2	3	4	5
Schnitttiefe [mm]	50	50	80	50	50
maximale Schneidkraft [kN]	231,9	239,2	280,9	364,9	336,7
Mittelwert [kN]	126,9	133,2	130,6	199,9	187,0
Standardabweichung [kN]	49,6	47,0	43,7	62,8	87,6
Dauer der Schneidbewegung [s]	9,4	9,4	8,9	13,9	14,1
Arbeit [kJ]	230,9	242,5	237,7	363,8	340,4
Leistung [kW]	24,6	25,8	26,7	26,2	24,1

Tabelle 5-1: Übersicht der Schneidversuche

Zusammenfassung der Schneidversuche

Der Verlauf der Schneidkraft zeigt einen erwartungsgemäßen Verlauf mit einem mehr oder weniger ausgeprägten Maximum im Bereich von 70-90°, d.h. dort, wo die größte Schnitttiefe vorliegt. Nach Überwindung dieses Punktes ist ein Rückgang der Schneidkraft zu beobachten, da die Schnitttiefe und auch die seitliche Einspannung des Materials wieder abnehmen.

Der insgesamt erhöhte Kraftbedarf bei Versuch 4 und 5 resultiert wahrscheinlich daraus, dass der Schnittansatzpunkt aufgrund der vorhergegangenen Versuche immer weiter in den Betonkörper hineingewandert und dementsprechend die seitliche Einspannung des Materials stärker geworden ist und den Schneidvorgang erschwert.

Der hohe Kraftbedarf speziell gegen Ende der Schneidbewegung bei Versuch 4 und 5 ist wahrscheinlich darauf zurückzuführen, dass bei jeder Schneidbewegung aufgrund des beschränkten Schwenkwinkels von 130° ein Sektor Beton stehen blieb. Zwar wurde dieser Bereich mit einem Spitzhammer weitgehend ausgebrochen, bei Versuch 4 und 5 lag jedoch der Schnittansatzpunkt so weit innerhalb des Betonkörpers, dass sich dennoch ein deutlicher Einfluss auf den Kraftbedarf ergab.

Bei einem gedachten Einsatz im Streb wären die Gewinnungsgeräte so zu konstruieren, dass ein kompletter Halbkreis geschnitten werden kann. Außerdem würden die benachbarten Gewinnungsgeräte relativ geradlinig vorrücken, daher käme es nicht zu einem derart tiefen Einschneiden, wie an dem Betonblock im Versuch. Der Kraftbedarf würde sich dadurch bei gleicher Festigkeit des Minerals geringer darstellen als in der aktuellen Versuchsanordnung.

Festzuhalten ist, dass das Gerät trotz der beschriebenen, ungünstigen Rahmenbedingungen bei keinem der fünf Versuche seine Leistungsgrenze erreichte. In einem denkbaren Versuchseinsatz mit mehreren benachbarten Geräten sind daher Schnitttiefen zu erwarten, die deutlich über den gemessenen 80 mm liegen.

Sowohl die Patentschrift als auch mehrere in der Vergangenheit durchgeführte Studien beschreiben verschiedene Möglichkeiten zur Konstruktion des Gerätes. Dabei wurde bisher häufig nur auf eine generelle Machbarkeit geachtet, und den Auswirkungen der jeweiligen Gestaltung nur am Rande Beachtung geschenkt. Es werden daher zunächst die vorhandenen Überlegungen zur Konstruktion des Gerätes hinsichtlich ihrer Vor- und Nachteile sowie der Auswirkung auf das Gesamtsystem betrachtet.

6.1 Grundlegende Bauteile und –gruppen der Abbaueinrichtung

Um im Folgenden eine einheitliche Benennung der Bauteile und Baugruppen der geplanten Abbaueinrichtung einzuhalten, werden die in der Offenlegungsschrift eingeführten Bezeichnungen beibehalten, wie in Abbildung 6-2 dargestellt.

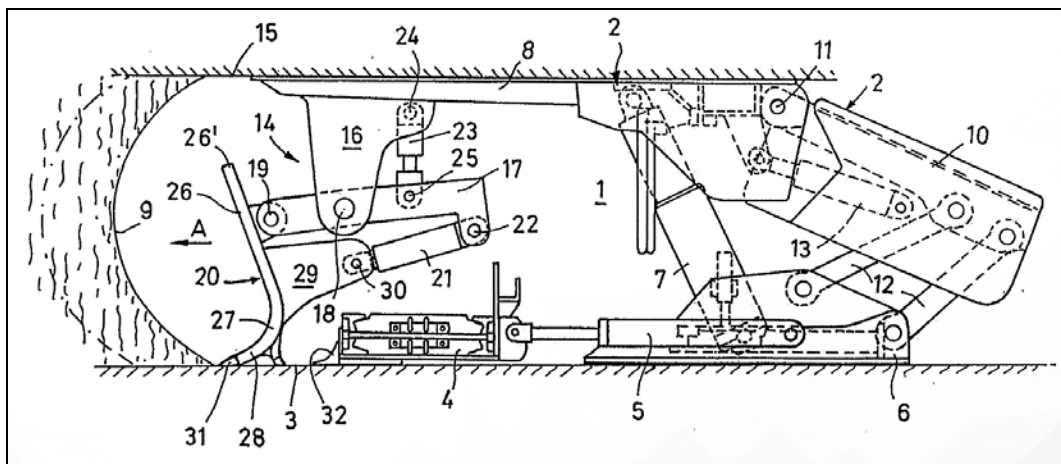


Abbildung 6-2: Benennung der Bauteile und -gruppen

- | | |
|---------------------------------------|------------------------|
| 1. Gewinnungsbetrieb | 18. Gelenklager |
| 2. hydraulisches Schreitausbaugestell | 19. Schwenklager |
| 3. Liegendes | 20. Fronthobel |
| 4. Förderer | 21. Schwenkzylindern |
| 5. Schreitwerke | 22. Gelenkanschluss |
| 6. Liegendschwelle | 23. Steuerzylinder |
| 7. hydraulische Stempel | 24. Gelenk |
| 8. Kappe | 25. Gelenk |
| 9. Abbaustoß | 26. Schaufelrücken |
| 10. Bruch- oder Versatzschild | 27. Bodenrundung |
| 11. Anschlussgelenk | 28. Gewinnungsschenkel |
| 12. Lemniskatenlenker | 29. Anschlusskonsole |
| 13. Lemniskatenlenker | 30. Gelenk |
| 14. Gewinnungsvorrichtung | 31. Hobelschneide |
| 15. Hangendes | 32. Laderampe |

16. Anschlusskonsole oder dgl.

33. Ladeleiste

17. Hobelträger

6.1.1 Höhenverstellung

Um mit der Abbaueinrichtung Flöze oder flözartige Lagerstätten von unterschiedlicher Mächtigkeit abbauen zu können bzw. sich während des Abbaus an wechselnde Flözmächtigkeiten anzupassen, ist eine Einrichtung zur Höhenverstellung zwingend erforderlich. Entsprechend des ursprünglichen Entwurfs ist die Höhenverstellung derart realisiert, dass der Hobelträger mit einer horizontalen Achse in einem Gelenklager (18) gelagert ist und über Steuerzylinder (21), welche am versatzseitigen Ende angeschlagen sind, um diese Achse geschwenkt werden kann, wodurch das abbaustoßseitige Ende des Hobelträgers mit dem dort gelagerten Fronthobel nach oben oder unten geschwenkt wird (siehe Abbildung Abbildung 6-5).

Diese Anordnung ist insofern vorteilhaft, als das dadurch die Steuerzylinder versatzseitig von der Anschlusskonsole (16) angebracht sind und damit vor Verschmutzung und Beschädigung durch das gelöste Haufwerk weitgehend geschützt.

Nachteilig ist aber der kleine Schwenkradius, der sich aus dem Abstand von Schwenklager (19) und Gelenklager (18) ergibt. Dieser verhältnismäßig kleine Radius bedingt zum Erreichen einer Höhenverstellung des Schwenklagers eine deutliche Schrägstellung des Hobelträgers, die u. U. soweit geht, dass das versatzseitige Ende des Hobelträgers mit der Kappe des Ausbaus kollidieren kann.

Darüber hinaus bewirkt die Verschwenkung des Hobelträgers auch eine Änderung der Einstichposition des Fronthobels, welche ggf. durch eine Automatik auszugleichen wäre, was aber die Steuerung des Gerätes verkompliziert.

Um das Problem zu vermeiden, ist es sinnvoll, die Anschlusskonsole (16) weiter versatzseitig zu positionieren, das Gelenklager (18) möglichst an das versatzseitige Ende des Hobelträgers zu verlegen und die Steuerzylinder abbaustoßseitig vor der Anschlusskonsole anzuschlagen. In der nachstehenden Abbildung 6-3 ist diese Anordnung dargestellt.

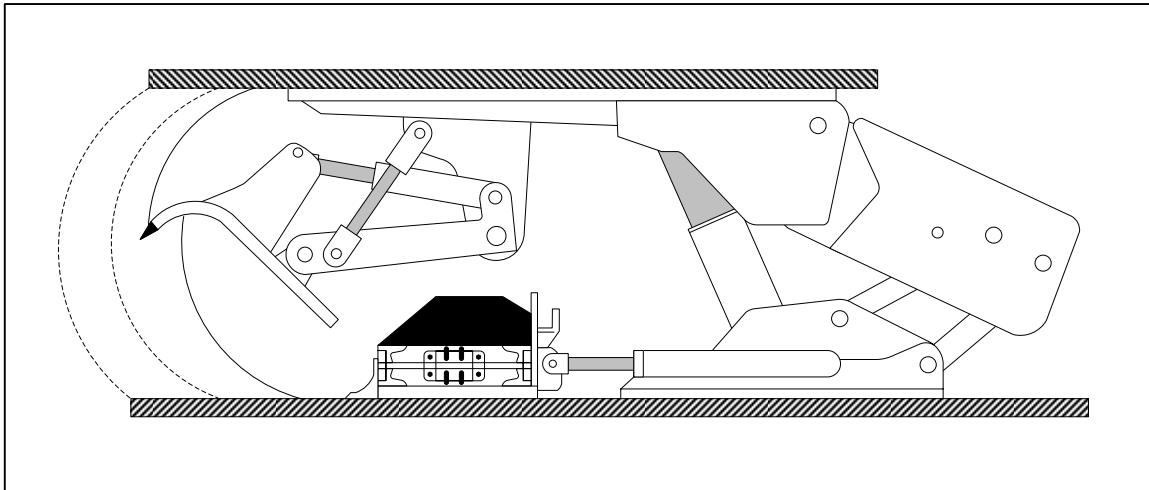


Abbildung 6-3: Versatzseitig angeschlagener Hobelträger mit abbaustoßseitigen Steuerzylindern

Durch diese Anordnung wird der Radius, auf dem sich das Schwenklager (19) bewegt, deutlich vergrößert. Der Winkel, um den der Hobelträger zum Erreichen einer Höhenverstellung verschwenkt werden muss, wird reduziert, was wiederum den Einfluss auf die Einstichposition des Fronthobels verringert. Die Gefahr von Kollisionen zwischen versatzseitigem Ende des Hobelträgers und der Kappe des Ausbaus ist nicht mehr gegeben, wenn der Hobelträgers um ein Gelenklager an seinem versatzseitigen Ende schwenkt.

6.1.2 Vorschub

Die Spantiefe, welche die Gewinnungseinrichtung mit einem Schnitt hereingewinnen kann, war bisher noch nicht Gegenstand der Betrachtung und soll in Kapitel 5.1.2 untersucht werden.

Unabhängig von dem Betrag, den das Gerät mit einem Schnitt lösen kann, ist ersichtlich, dass die Gewinnungseinrichtung nach jedem Schnitt möglichst genau um eben die erreichte Schnitttiefe in Abbaurichtung vorgeschoben werden muss. Dieser Vorschub kann entweder dadurch realisiert werden, dass die der Gewinnungseinrichtung zugeordnete und mit ihr fest verbundene Ausbaueinheit gerückt wird, oder aber dass Gewinnungseinrichtung und Ausbaueinheit durch eine geeignete Vorschubeinrichtung verbunden werden.

Der ursprüngliche Entwurf sieht eine Vorschubeinrichtung nicht vor. Stattdessen soll die mit der Ausbaueinheit fest verbundene Gewinnungseinrichtung durch Rücken des Ausbaus in die Position zur Durchführung des nächsten Gewinnungsschnittes gebracht werden.

Aus Sicht der Konstruktion ist diese Variante aufgrund des einfachen Aufbaus vorteilhaft. Hinsichtlich der sicheren Beherrschung der Dachsichten und eines möglichst störungsfreien Betriebes ist das häufige Lösen und Setzen einer Ausbaueinheit, verbunden noch dazu mit relativ geringen Wegen, um die der Ausbau gerückt wird, als sehr kritisch einzustufen.

Häufiges Lösen eines Ausbaus, Rücken um einen geringen Betrag und erneutes Setzen des Ausbaus führt zu einem Zerdrücken und Zerschlagen der unmittelbaren Dachsichten. Dieser Effekt wird häufig als „Trampeleffekt“ bezeichnet und bewirkt eine Entfestigung der Dachsichten, die je nach Beschaffenheit und Stärke des Trampeleffekts zu Hangendnachfall und einer starken Beeinträchtigung des Gewinnungsbetriebs führen kann. Auch die Staubentstehung wird durch das Zerdrücken der Dachsichten und das häufige Bewegen des Ausbaus verstärkt.

Zur Vermeidung des Trampeleffekts ist es denkbar, Abbaueinrichtungen während der Schneidvorgänge nur mit einem Teil der Nennsetzkraft zu verspannen. Zur Hangendbeherrschung müssen in diesem Fall die jeweils benachbarten Abbaueinrichtungen mit Nennsetzkraft verspannt sein. Nach der Durchführung eines Gewinnungsschnittes werden die aktiven Abbaueinrichtungen schleifend, d.h. mit Hangendkontakt gerückt und dadurch in Position für den nächsten Schnitt gebracht. Wenn das konstruktiv definierte Rückmaß ausgeschöpft ist, werden die Ausbaueinheiten mit ihrer vollen Setzkraft verspannt und die vorher voll gesetzten, benachbarten Abbaueinrichtungen beginnen mit der Gewinnung.

Bei Anwendung dieses Verfahrens ist sicherzustellen, dass einerseits die Setzkraft der an der Gewinnung beteiligten Ausbaueinheiten hoch genug ist, um eine Hangendbeherrschung auch bei gebrächem Hangenden zu gewährleisten. Weiterhin muss die Setzkraft ausreichen, um die aus dem Schneidvorgang resultierenden Reaktionskräfte sicher abzufangen, während sie andererseits nicht so hoch sein darf, dass es zur Ausbildung des Trampeleffekts kommt.

Die Anpassung der Setzkraft entsprechend der eben dargestellten Bedingungen wird sich unter betrieblichen Gegebenheiten, insbesondere bei schwierigen und wechselnden geologischen und tektonischen Bedingungen als sehr schwierig bis nicht durchführbar darstellen.

Trotz des erhöhten konstruktiven Aufwands wird daher eine Einrichtung, welche die Gewinnungsvorrichtung gegenüber der Ausbaueinheit um einen gewissen Betrag verschiebbar macht, in die Betrachtung mit einbezogen.

6.1.3 Schwenkantrieb

Hinsichtlich des Antriebes der Gewinnungswerkzeuge stehen prinzipiell mehrere Möglichkeiten zur Verfügung. Denkbar sind beispielsweise verschiedene Arten von elektrischen, pneumatischen oder hydraulischen Schwenkantrieben.

Ein Vorteil solcher Schwenkantriebe, wie sie beispielsweise an Baumaschinen, Industrierobotern und der Fertigungstechnik eingesetzt werden, ist ein großer Schwenkbereich, der für die halbkreisförmige Schneidbewegung und das Laden des gelösten Materials auf ein Fördermittel wünschenswert ist.

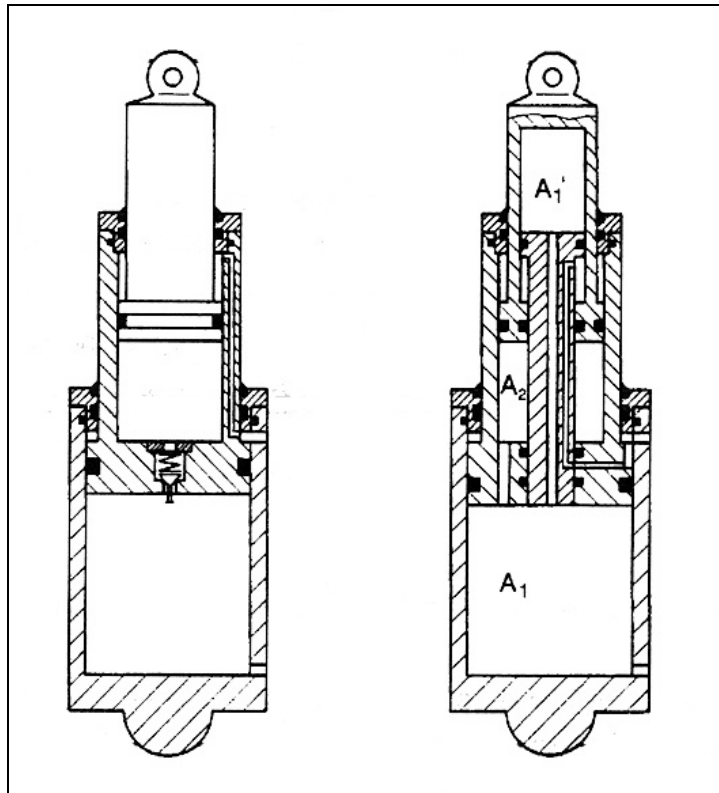
Nachteilig sind jedoch der komplizierte Aufbau dieser Antriebe, ein hoher Anschaffungspreis und geringe Stellkräfte, welche durch entsprechende Getriebe umgesetzt werden müssten, um die geforderte Aufgabe zu leisten.

Darüber hinaus ergibt sich die Notwendigkeit, die Antriebsenergie an den einzelnen Gewinnungsgeräten in Form von elektrischer Energie, Druckluft oder Hydraulikflüssigkeit zur Verfügung zu stellen. In letztem Fall kann hier nicht auf die Wasserhydraulik des Ausbausystems zurückgegriffen werden, da diese für einen Schwenkantrieb oder einen schnell laufenden Hydromotor ungeeignet ist.

Als Antriebselement für die Gewinnungseinrichtung stellt sich daher der Einsatz von entsprechenden Hydraulikzylindern als besonders geeignet dar. Diese sind im Einsatz unter Tage bewährt und können über eine Wasserhydraulik betrieben werden, die zur Versorgung des Ausbausystems ohnehin benötigt wird. Der Aufbau des Gesamtsystems Gewinnung-Ausbau wird dadurch möglichst einfach und kostengünstig.

Hinsichtlich eines kompakten Aufbaus der Gewinnungseinrichtung wäre die Verwendung eines Zweifachhubzylinders vorteilhaft. Zu berücksichtigen ist dabei aber, dass Zweifachhubzylinder konstruktiv deutlich aufwendiger gebaut sind als Einfachhubzylinder und daher teurer in der Herstellung.

Außerdem ist je nach Bauprinzip die Kraft der Oberstufe eines Zweifachhubzylinders geringer als die der Unterstufe, so dass bei Einsatz eines Zweifachhubzylinders mit Bodenventil für einen Teil des Schwenkbereichs der Gewinnungseinrichtung eine verringerte Kolbenkraft zu Verfügung steht. Um dies zu vermeiden, müssten Zweifachhubstempel mit Flächenausgleich verwendet werden, wie in Abbildung 6-4 links dargestellt. Durch die Flächengleichheit der Kolben von Unter- und Oberstufe schieben beide Stufen mit gleicher Kraft aus. Zweifachhubzylinder mit Flächenausgleich sind jedoch aufwendiger und daher zu höheren Herstellkosten zu fertigen als Zweifachhubzylinder mit Bodenventil.



$$A_1 = A_2 + A_1'$$

Abbildung 6-4: Bauprinzipien zur Vergleichmäßigung der Lastaufnahme bei Zweifachhubstempeln /2/

Ob der Vorteil der kompakten Bauweise die höheren Kosten rechtfertigt, ist gegebenenfalls noch zu klären. Als Arbeitszylinder für die Gewinnungseinrichtung wird zunächst ein Einfachhubstempel vorgesehen. Um die Länge des Hobelträgers möglichst gering zu halten kann der Arbeitszylinder über Anschlagpunkte, die auf den Zylindermantel aufgeschweißt sind, mit dem Hobelträger verbunden werden.

Hydraulikzylinder vollziehen eine lineare Bewegung. Die Schneidbewegung soll jedoch kreis- oder bogenförmig ausgeführt werden. Es ist daher ein Getriebe zur Umwandlung der Bewegungsform notwendig.

Da die Auswahl eines geeigneten Getriebes für die zu erreichenden Lösekräfte ebenso wie für die erreichbare Löseleistung von besonderer Bedeutung ist, wird diese Thematik gesondert in Kapitel 7.1.4 behandelt.

6.1.4 Hobelträger

Entsprechend des ursprünglichen Entwurfs soll der Hobelträger aus einem offenen, z. B. U-förmigen Schwenkrahmen bestehen, der mit dem Schwenklager (18) an der doppelwangigen Anschlusskonsole gelagert ist. Die Wangen der Anschlusskonsole sollen dabei an den Seitenbegrenzungen der Kappe gelagert sein. Durch diese Anordnung wird der Hobelträger sehr breit und erreicht nahezu die Breite der Ausbaueinheit. Der Fronthobel kann dadurch mit seinem Schaufelrücken (26) zwischen den Wangen oder Schenkeln des Hobelträgers hindurch schwenken. Dabei kann der Schaufelrücken (26) eine schräg nach unten auf den Förderer hin gerichtete Lage einnehmen und das auf dem Schaufelrücken befindliche, gelöste Haufwerk kann über den Schaufelrücken auf oder abbaustoßseitig vor den Förderer rutschen.

Wie in Kapitel 6.2 noch zu diskutieren, wird im Folgenden statt der ursprünglich angedachten Schneidrichtung vom Liegenden zum Hangenden die entgegengesetzte Richtung näher betrachtet und im neuen Entwurf berücksichtigt.

Es besteht daher keine Notwendigkeit mehr, den Hobelträger so breit zu konstruieren, das er fast der Breite der Ausbaueinheit entspricht, wie vorstehend beschrieben. Vielmehr erscheint es sinnvoll, die Breite des Hobelträgers derart zu dimensionieren, das er gegebenenfalls auch zwischen den Stempeln einer Ausbaueinheit platziert werden kann anstatt vor den Stempeln, wie bisher immer unterstellt wurde.

Die Ausführung des Hobelträgers in der Art eines relativ schlanken, kastenförmigen Trägers eröffnet daher hinsichtlich der Gestaltungsmöglichkeiten des Gesamtsystems Gewinnungsgerät-Ausbaueinheit zusätzliche Optionen.

6.1.5 Fronthobel

Der Aufbau des Fronthobels ist in der Offenlegungsschrift nur insofern beschrieben, dass er aus den Elementen Gewinnungsschenkel, Hobelschneide, Schaufelrücken, Bodenrundung, Anschlusskonsole und Ladeleiste besteht.

Aufgrund der Überlegung, entgegen dem Entwurf die Schneidrichtung vom Hangendem zum Liegenden zu betrachten, entfällt die Notwendigkeit, den Schaufelrücken über das Schwenklager hinaus zu führen. Zur Durchführung der Ladearbeit bei Schneidrichtung vom Hangenden zum Liegenden ist zwar ein geschlossener Schaufelrücken notwendig, jedoch ist es ausreichend, wenn dieser bis zum Schwenklager reicht, anstatt darüber hinaus.

Der winkelig zum Schaufelrücken stehende Gewinnungsschenkel ist nicht erforderlich, da der Fronthobel bei der gewählten Schneidrichtung weniger wie eine Schaufel arbeiten wird, sondern eher wie ein Räumschild, welcher das gelöste Material über die Laderampe (4) auf den Förderer schiebt. Dementsprechend entfällt auch der

Übergang von Schaufelrücken zu Gewinnungsschenkel in Form der beschriebenen Bodenrundung.

Die Hobelschneide kann, wie im ursprünglichen Entwurf vorgesehen, aus Hobelmeißel bestehen, die auswechselbar in entsprechenden Taschen befestigt sind.

6.2 Schneidrichtung

Die Schneidbewegung des Fronthobels erfolgt durch Schwenken um das Schwenklager (19)². Prinzipiell kann diese Bewegung sowohl vom Hangenden zum Liegenden, als auch umgekehrt vom Liegenden zum Hangenden erfolgen.

Der ursprüngliche Entwurf sieht die letzte Variante vor. Die Möglichkeit, in der umgekehrten Richtung zu schneiden wird allerdings auch erwähnt.

Als Vorteile der Schneidrichtung vom Liegenden zum Hangenden werden angeführt, dass dadurch ein glattes, stufenfreies Liegendes geschnitten werden kann und darüber hinaus eine gute Verladung des Haufwerks auf den Förderer ergibt, wie in Abbildung 6-5 dargestellt. Das Haufwerk soll dabei über den Schaufelrücken (26) durch den U-förmigen Hobelträger (17) hindurch auf den Förderer geladen werden.

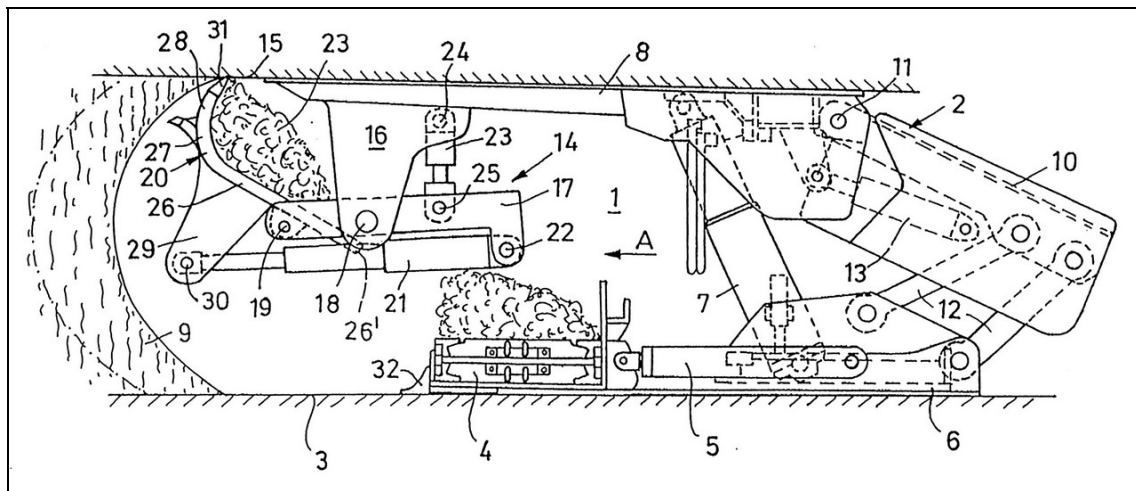


Abbildung 6-5: Laden des Haufwerks beim Schneiden vom Liegenden zum Hangenden

Die beiden unterschiedlichen Schneidrichtungen wurden in einer vorhergehenden Untersuchung bereits angesprochen /1/. Der hauptsächliche Vorteil der Schneidrichtung vom Hangenden zum Liegenden ist demnach der Verlauf der Kraftresultierenden der Gewinnungseinrichtung gegen das Hangende, was u. a. eine schwächere Dimensionierung des Stahlbaus erlaubt. Weiterhin wird ein vereinfachtes Laden und

² Die Angaben in runden Klammern beziehen sich auf die Abbildung 6-2 und die dazugehörige Auflistung.

aktives Räumen der Haufwerksgasse möglich, bei verringerter Empfindlichkeit gegen Brocken und Lagenfall. Die Eindringkraft beim Vorschieben der Hobelschneide ist geringer oder entfällt ganz und es sind kleinere Drehmomente an der Gewinnungsvorrichtung erforderlich.

Ein weiterer Aspekt, der bisher noch nicht betrachtet wurde, betrifft die Anordnung des Schwenkzylinders (21), der bei Schneidrichtung vom Liegenden zum Hangenden unterhalb des Hobelträgers angeordnet werden muss. Dies verringert den Ladequerschnitt des Förderers, insbesondere beim Einsatz im unteren Mächtigkeitsbereich bis etwa 2m.

Insgesamt überwiegen die Vorteile der Schneidrichtung vom Hangenden zum Liegenden, daher wird dieser Ansatz weiter verfolgt.

Abgesehen von dem Schneiden in eine Richtung wurde auch die Möglichkeit des Schneidens in zwei Richtungen angedacht. Der Vorteil dieses Verfahrens läge in einer höheren zeitlichen Ausnutzung der Gewinnungseinrichtungen, weiterhin wären ca. 25 % weniger gleichzeitig schneidende Einrichtungen notwendig.

Die Gegenargumente, nämlich die Notwendigkeit einer aufwendigeren Konstruktion, die aufwendigere Gestaltung der Hobelschneide und die kompliziertere Verfahrenstechnik und Steueralgorithmus, überwiegen jedoch deutlich die zu erwartenden Vorteile, daher wird das Schneiden in zwei Richtungen nicht weiter untersucht.

6.3 Abschätzung der auftretenden Reaktionskräfte

Der Frontladehobel ist aufgrund seines Aufbaus und Antriebes ein Gewinnungsgerät, das mit relativ geringen Schnittgeschwindigkeiten arbeitet. Daher sind zum Erreichen von hohen Löseleistungen möglichst hohe Spantiefen erforderlich.

Hohe Spantiefen sind zwangsläufig auch mit hohen Schneidkräften verbunden. Die zur Durchführung des Schneidvorgangs eingebrachten Kräfte rufen Reaktionskräfte hervor, welche in der Summe ihrer Beträge den eingeleiteten Kräften entsprechen und deren Richtung von der jeweiligen Stellung der Hobelschneide abhängt.

Die gesamte Konstruktion muss entsprechend der zu erwartenden, hohen Kräfte dimensioniert und es muss sichergestellt werden, dass die Kombination Gewinnungsgerät-Ausbau mit hinreichender Sicherheit mit dem umgebenden Gebirge verspannt ist.

Es wird davon ausgegangen, dass die zum Schneiden notwendige Kraft in einem Winkel von 45° an den Meißelspitzen angreift, was bedeutet, dass Schnitt- und Andruckkraft vom Betrag her gleich groß sind. Die Schnittkraft bewirkt das Schneiden, bzw. Abdrücken des Minerals, die Andruckkraft ermöglicht das Eindringen des Meißels in das zu schneidende Material und hält den Meißel im Schnitt

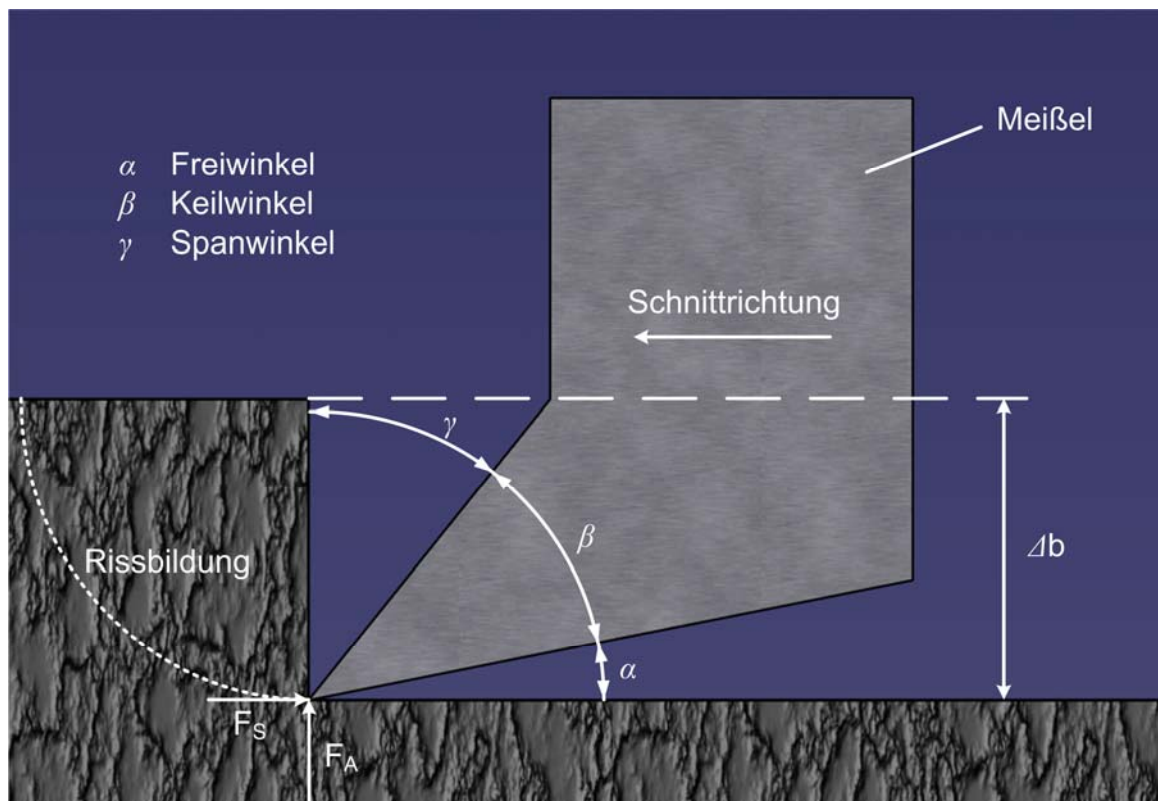


Abbildung 6-6: Definition von Kräften und Winkeln am Meißel /10/

Für eine erste Abschätzung der auftretenden Kräfte dienen Daten aus der Hobeltechnik. Die Schneidkraft ergibt sich als Funktion der Spantiefe und der Breite der Hobelschneide. Den Verlauf der Kraft zeigt die folgende Abbildung 6-7 /1/.

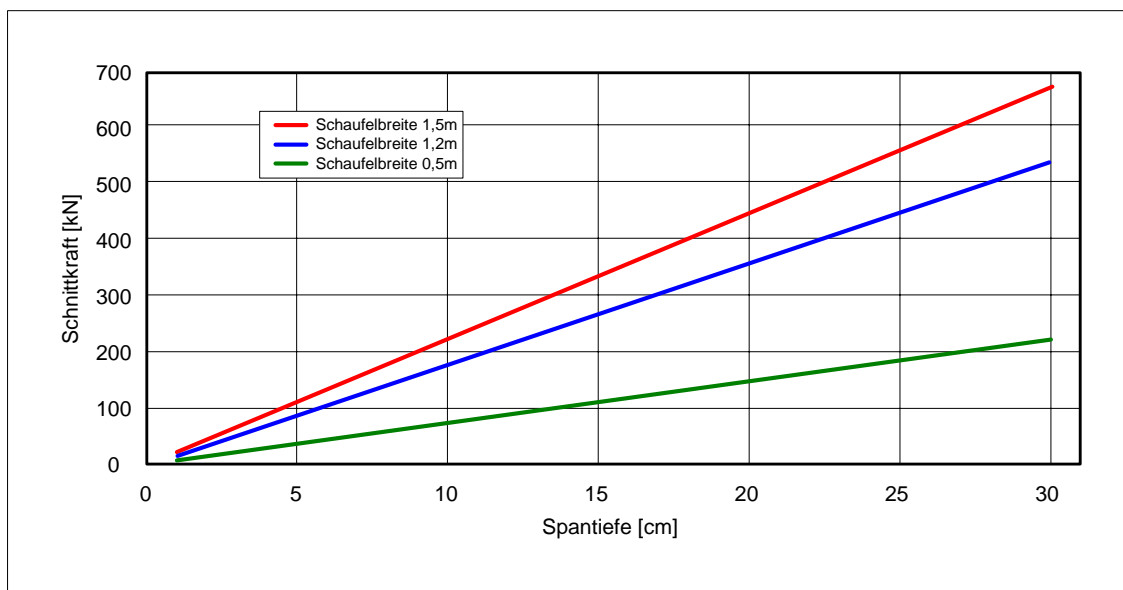


Abbildung 6-7: Schnittkraft als Funktion der Spantiefe

Unterstellt man eine Spantiefe von 15 cm, so ist bei einer Breite der Hobelschneide von 1,5 m demnach mit einer Schnittkraft von etwa 340 kN zu rechnen.

Zu berücksichtigen ist, dass bei einem bogenförmigen Schnitt, der am Hangenden und Liegenden jeweils tangential verläuft, sichelförmige Schnitte entstehen. Die Spantiefe erreicht dabei nur in Höhe der halben Flözmächtigkeit den maximalen Betrag und tendiert zu Beginn und Ende der Schneidbewegung gegen Null.

Die sich ergebende Schnittform bei einer Flözmächtigkeit von 1,5 m und einer Spantiefe von 15 cm ist in der folgenden Abbildung 6-8 maßstäblich dargestellt. Die prognostizierte Schnitt- und Andruckkraft ist für mehrere Punkte eingetragen.

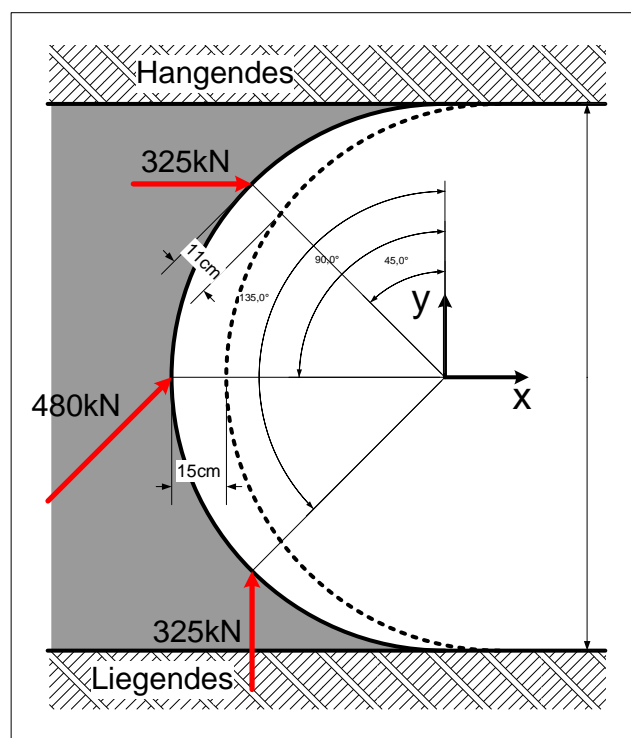


Abbildung 6-8: Schnittform bei bogenförmigem Schnitt zwischen Hangendem und Liegendem sowie prognostizierte Schneidkraft

Ausgehend von diesen Annahmen ergeben sich die maximalen Reaktionskräfte zu 340 kN sowohl in x-Richtung als auch in y-Richtung. Positiv ist, dass bei einer Schneidrichtung vom Hangenden zum Liegenden die Reaktionskräfte in y-Richtung gegen das Hangende gerichtet sind. Dadurch bewirken diese Reaktionskräfte keine Verringerung der Ausbaustützkraft an der Kappenspitze. Auch verringern die Reaktionskräfte nicht die Standsicherheit der Ausbaueinheit, was bei einer entgegengesetzten Schneidrichtung der Fall sein könnte.

Zur sicheren Verspannung des Ausbaus mit dem Gebirge gegen Verschiebungen in x-Richtung durch die Reaktionskräfte aus dem Schneidvorgang ist unter der Annahme

eines Reibkoeffizienten zwischen Kappe und Hangendem von 0,3 eine Kraft von 130 kN aufzubringen. Kräfte dieser Größenordnung werden von heutigen Ausbaueinheiten um ein vielfaches überschritten, eine Verschiebung in x-Richtung kann daher ausgeschlossen werden.

Die sich bei anderen Flözmächtigkeiten, Spantiefen und anderen Konstruktionen der Schneideinrichtung ergebenden Reaktionskräfte werden ggf. später an entsprechender Stelle berechnet und berücksichtigt. Diese erste Abschätzung zeigt jedoch die generelle Beherrschbarkeit der Reaktionskräfte.

7 Entwicklung eines neuen Konzepts für das Gewinnungs- und Ausbausystem

Die Analyse in Kapitel 6 hat verschiedene Ansatzpunkte für die Überarbeitung des vorgegebenen Konzepts aufgezeigt. Dazu gehört insbesondere der Schwenkantrieb, welcher sowohl hinsichtlich des erreichbaren Schwenkwinkels, als auch des Verlaufs der Schneidkraft zu verbessern ist. Weiterhin wird der Ausbau in die Betrachtung mit einbezogen, da das neue Konzept des Gewinnungsgeräts zusätzliche Möglichkeiten zur Gestaltung der Ausbaueinheiten eröffnet.

7.1 Auswahl und Optimierung eines geeigneten Getriebes

Im Folgenden wird in Zusammenhang mit Getrieben häufig auch der Begriff Kinematik benutzt. Kinematik ist die Lehre von der Bewegung von Punkten und Körpern im Raum, beschrieben durch die Größen Weg s , Geschwindigkeit v und Beschleunigung a , ohne die Ursachen einer Bewegung zu betrachten /3/.

Im vorliegenden Fall geht es darum, einen geeigneten Mechanismus zu entwickeln, der es ermöglicht, die vorgesehene Schneidbewegung durchzuführen.

7.1.1 Grundlagen ebener Getriebe

Die Umformung der linearen Bewegung eines Hydraulikzylinders in eine Drehbewegung kann am einfachsten über eine so genannte Schubschwinge erfolgen. Darunter versteht man ein einfaches, ebenes Getriebe, das zur Umwandlung einer Schwing- in Schubbewegungen dient, oder umgekehrt /4/. Die Schubschwinge des Versuchsgeräts ist in der folgenden Abbildung 7-1 dargestellt.

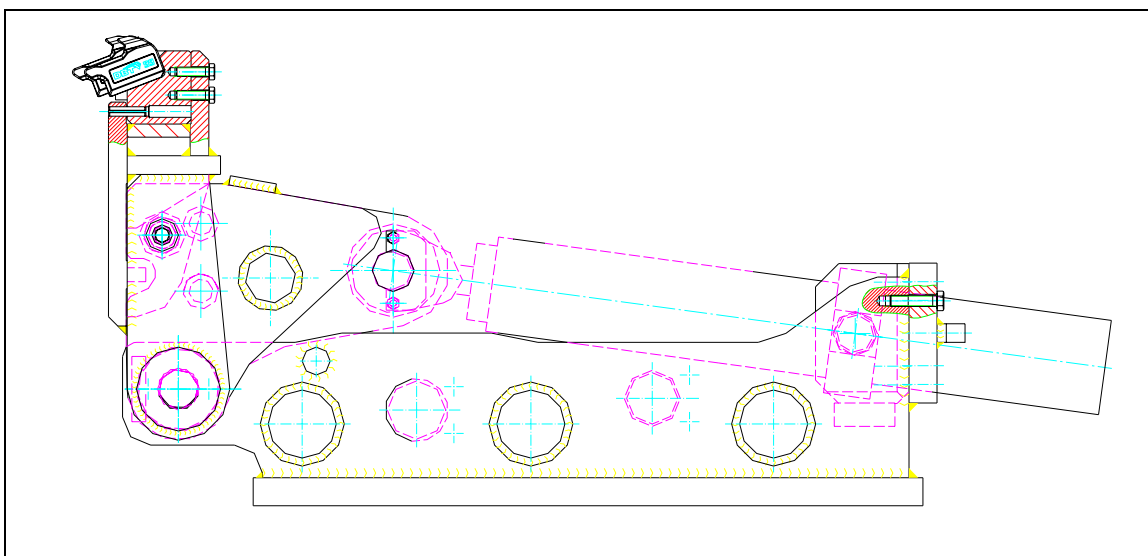


Abbildung 7-1: Schubschwinge des Versuchsgeräts

Nachteilig für den Antrieb der Schneideinrichtung ist, dass die Schubschwinge die Totpunktlagen nicht überwinden kann und der Schwenkbereich daher geringer als 180° ist. Abgesehen von dem geringen Schwenkbereich ist auch die Kraftübertragung sehr ungünstig. Insbesondere in der Nähe der Totpunktlagen strebt der Anteil der Zylinderschubkraft, der als wirksame Schneidkraft an die Schneideinrichtung übertragen wird, gegen null. Die Schubschwinge ist daher durch andere Getriebeglieder zu erweitern, um einen Schwenkbereich von mehr als 180° und einen günstigen Verlauf der Schneidkraft zu erreichen.

Für den durchzuführenden Entwurf eines Getriebes zur Bewegung des Fronthobels müssen geeignete Kennwerte definiert werden, um unterschiedliche Versionen der Getriebe miteinander Vergleichen zu können.

Ein Kennwert zur Beurteilung der Bewegungs- und Kraftübertragung in ebenen Getrieben sind der Übertragungswinkel μ und die Effektivkraft F_{eff} . Der Übertragungswinkel wird als spitzer Winkel an der Bewegungsbahn gemessen, an der das Antriebsglied mit dem Abtriebsglied verbunden ist. Als Effektivkraft wird die Kraftkomponente bezeichnet, die mit dem Hebelarm h das Antriebsmoment der Schneideinrichtung bildet.

Die optimale Kraftübertragung vom Hydraulikzylinder auf den Fronthobel bzw. das entsprechende Getriebeglied ist gegeben, wenn der Übertragungswinkel 90° beträgt. In diesem Fall entspricht die Effektivkraft der Kolbenkraft. Abbildung 7-2 stellt den Zusammenhang von Übertragungswinkel und Effektivkraft grafisch dar.

Von Nachteil ist, dass der Übertragungswinkel Reib- und Trägheitskräfte sowie die Schwerkraft nicht berücksichtigt.

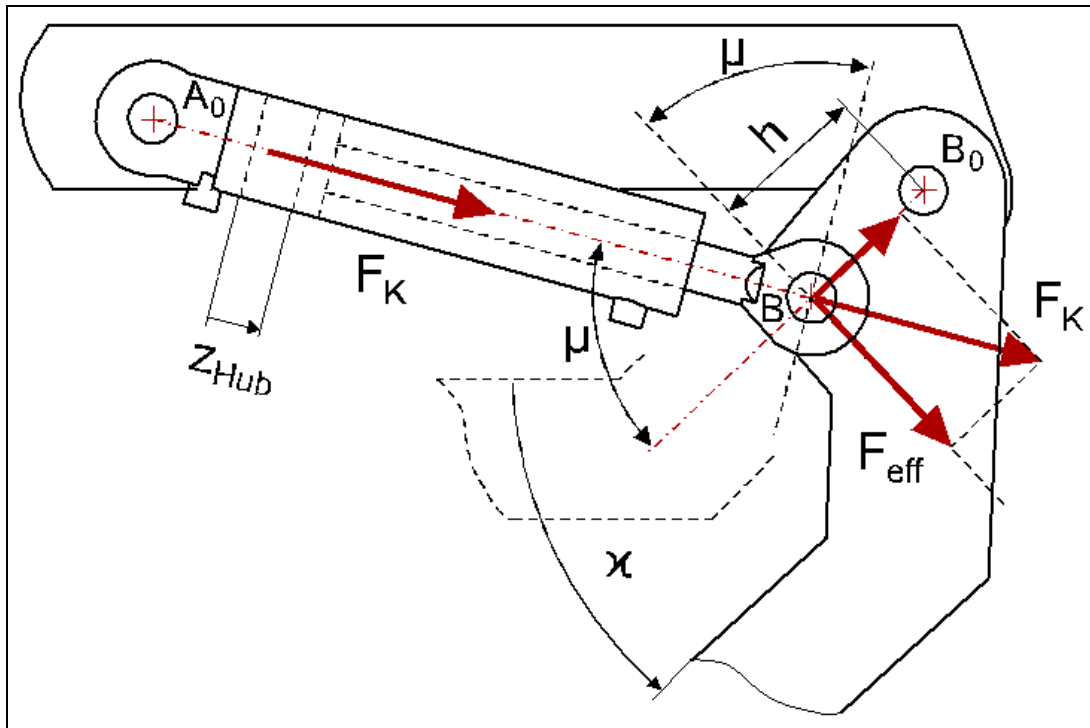


Abbildung 7-2: Übertragungswinkel und Effektivkraft /5/

Zur Gütebeurteilung der Bewegungsübertragung, d.h. zur Umwandlung einer linearen Antriebsbewegung in eine rotatorische Abtriebsbewegung, wird im Hinblick auf ein günstiges Übertragungsverhalten auch der Kennwert Linearitätsgrad L betrachtet. Der Linearitätsgrad beschreibt das momentane Verhältnis aus Schwenkwinkel der Schneideinrichtung zur momentanen Hublänge des Hydraulikzylinders z_{Hub} .

$$L = \frac{\kappa}{z_{Hub}} \left[\frac{\circ}{mm} \right] \quad \text{Formel 1}$$

Der Verlauf des Linearitätsgrades während der Bewegung kennzeichnet die Linearität zwischen Schwenkwinkel und Hub. Angestrebt werden ein möglichst großer Zahlenwert und ein konstanter Verlauf.

Ein hoher Wert des Linearitätsgrads bedeutet eine weite Schwenkbewegung bei geringem Kolbenhub, was hinsichtlich eines möglichst kurzen Arbeitszylinders günstig ist. Ein konstanter Verlauf des Linearitätsgrads bedeutet eine gleichmäßige Bewegung ohne mechanismenbedingte Beschleunigungsvorgänge.

Die Mittelwertbildung über den gesamten Schwenkwinkelbereich ist ein Maß für den mit dem jeweiligen Umlenkmechanismus erreichbaren Schwenkwinkel. Je größer der Mittelwert ist, desto größer ist der mit dem Umlenkmechanismus erreichbare maximale Schwenkwinkel. Der Mittelwert über den gesamten Schwenkwinkel wird aus dem Integral des Linearitätsgradverlaufes in Abhängigkeit von der Zeit berechnet zu:

$$\bar{L} = \frac{\int_0^{t_{ges}} L(t) dt}{t_{ges}}$$

Formel 2

Die Güte der Kraftübertragung wird durch das Effektivkraftverhältnis E_V beschrieben. Es bezeichnet die momentane Zylinderkraft F_K bezogen auf die momentane Effektivkraft F_{eff} :

$$E_V = \frac{F_K}{F_{eff}}$$

Formel 3

Angestrebt wird ein möglichst kleiner Zahlenwert, d.h. eine möglichst große Effektivkraft und eine möglichst kleine Kolbenkraft. Der Mittelwert über den gesamten Schwenkwinkelbereich wird aus dem Integral des Effektivkraftverlaufes in Abhängigkeit von der Zeit berechnet zu:

$$\bar{E}_V = \frac{\int_0^{t_{ges}} E_V(t) dt}{t_{ges}}$$

Formel 4

7.1.2 Beispiele für die Anwendung ebener Getriebe an Bau- und Erdbewegungsmaschinen

Aufgrund der Ähnlichkeit der Schneidbewegung des Gewinnungsgeräts Frontladehobel und der Grabbewegung von verschiedenen Bau- und Bergbaumaschinen werden einige Beispiele für gebräuchliche Getriebe in diesem Bereich betrachtet.

Viele Bau- und Erdbewegungsmaschinen sind mit unterschiedlichen Arten von ebenen Getrieben ausgestattet, um die lineare Bewegung von Hydraulikzylindern in Schwenk- oder Kippbewegungen umzusetzen. Zu den gängigen Varianten solcher Getriebe gehören unter anderem die Parallelkinematik, die Z-Kinematik und die Koppellenkerkinematik /16/.

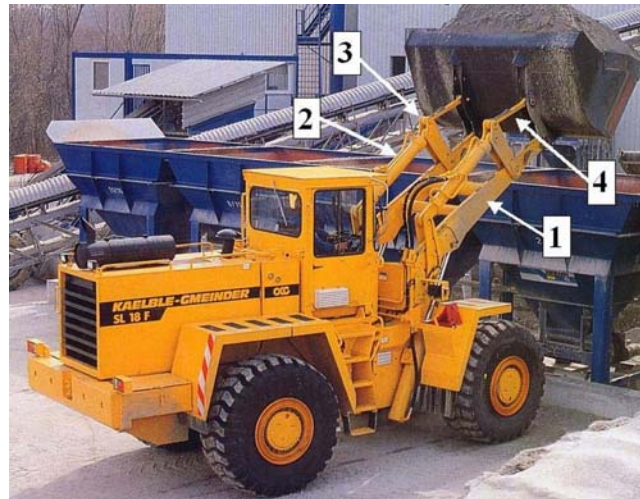


Abbildung 7-3: Aufbau der Parallelkinematik an einem Radlader

Die Parallelkinematik besteht aus einem doppelwirkenden Hydraulikzylinder [2], der auf einem Hubarm [1] angeordnet ist und dem durch eine Schwinge [3] ein definierter Bewegungsbereich vorgegeben wird. Der Zylinder und die Schaufel sind über eine Zugstange [4] verbunden.

Hubarm, Schwinge, Zugstange und Schaufel bilden das für diese Kinematik namensgebende Parallelogramm. Nachteilig ist, dass zum Einkippen der Schaufel die Ringfläche des Hydraulikzylinders beaufschlagt wird, was eine verringerte Löse- und Ladekraft bedeutet. Aufgrund der zu erwartenden, hohen Schneidkräfte die das Gewinnungsgerät Frontladehobel realisieren muss, erscheint die Parallelkinematik für diese Anwendung wenig geeignet.

Die Z-Kinematik unterscheidet sich von der Parallelkinematik durch eine in Form eines zweiseitigen Hebels an einer Quertraverse des Hubarms [1] pendelnd aufgehängten Schwinge [3]. Die Verbindung zur Schaufel stellt auch hier eine Zugstange [4] dar.

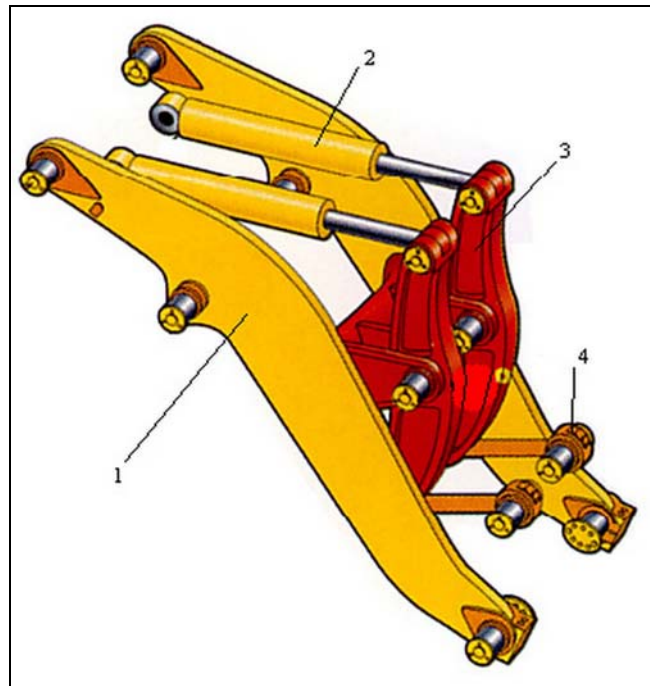


Abbildung 7-4: Aufbau der Z-Kinematik an einem Radlader

Bei der Z-Kinematik wird für den Löse- und Ladevorgang die Kolbenseite des Hydraulikzylinders [2] mit Druck beaufschlagt. Dies ist zum Erreichen hoher Kräfte von Vorteil. Der Aufbau der Kinematik nimmt jedoch viel Platz in Anspruch, was bei den beengten Verhältnissen unter Tage ungünstig ist. Darüber hinaus werden Bauteile wie die Quertraverse und die Schwinge hohen Biegebelastungen ausgesetzt und müssen dementsprechend stark dimensioniert werden. Daher wird auch die Z-Kinematik für die geplante Anwendung als nicht geeignet angesehen.

Die Koppelenkerkinematik wird beispielsweise an Tieflöffelbaggern angewandt, um gegenüber der direkten Anlenkung der Schaufel eine Vergrößerung des Schwenkbereichs sowie einen günstigeren Verlauf der Losbrechkraft zu erreichen.

Vom Aufbau her ist die Koppelenkerkinematik der Parallelkinematik ähnlich, allerdings wird die Arbeitsbewegung hier durch ein Ausfahren des Hydraulikzylinders bewirkt. Es steht daher für den Löse- und Ladevorgang die volle Kraft, die sich aus der Beaufschlagung der Kolbenseite des Zylinders ergibt, zur Verfügung.



Abbildung 7-5: Aufbau der Koppellenkerkinematik an einem Tieflöffelbagger

Die Art der Kraftübertragung, ein weiter Schwenkbereich und einfacher Aufbau lassen die Koppellenkerkinematik als geeignete Möglichkeit zum Antrieb der Schneideinrichtung des Frontladehobels erscheinen. Die Koppellenkerkinematik lässt sich von ihrer Bauform her den sechsgliedrigen, ebenen Getrieben zuordnen. Diese Gruppe wird daher genauer betrachtet, um die am besten geeignete Kinematik für das geplante Gewinnungsgerät auszuwählen und entsprechend anzupassen.

7.1.3 Optimierung der Geometrie von Getrieben unter Berücksichtigung der räumlichen Rahmenbedingungen

Das Getriebe der Gewinnungsvorrichtung hat einen wesentlichen Einfluss auf die Herstellungskosten des Gesamtgeräts, weiterhin ist seine Auslegung hinsichtlich der Effektivität der Umsetzung von hydraulischer Leistung in Löseleistung ausgesprochen wichtig. Eine ungünstige Umsetzung verursacht einen hohen Energiebedarf, bei verringerter Löseleistung und erhöhtem Verschleiß aufgrund innerer Kräfte.

Bevor ein Getriebe entworfen werden kann, müssen sowohl die Anforderungen an das Getriebe definiert, als auch die Rahmenbedingungen festgelegt werden, die einzuhalten sind.

Die Anforderungen werden wie folgt definiert:

- Der Schwenkwinkel des Fronthobels gegenüber der Ausgangslage soll mindestens 180° erreichen.
- Das Effektivkraftverhältnis E_V soll über einen weiten Teil des Schwenkbereichs möglichst klein sein, d.h. gegen 1 gehen.
- Insbesondere in dem Sektor des Schwenkbereichs, in dem die höchsten Schneidkräfte auftreten, muss ein gutes Effektivkraftverhältnis gegeben sein.
- Das Getriebe soll möglichst einfach aufgebaut sein.

Die Rahmenbedingungen ergeben sich hauptsächlich aus dem geplanten Einsatzbereich und den geometrischen Abmessungen der anderen beteiligten Komponenten, wie dem Ausbau und dem Förderer.

Ausgehend von einem Einsatzbereich in Mächtigkeiten von 1,5 bis 2,5 m ergibt sich der in Abbildung 7-6 farblich hinterlegte Bereich als mögliche Position für die Gewinnungseinrichtung. Das Getriebe soll so beschaffen sein, das möglichst keine Komponenten aus diesem Bereich heraus ragen.

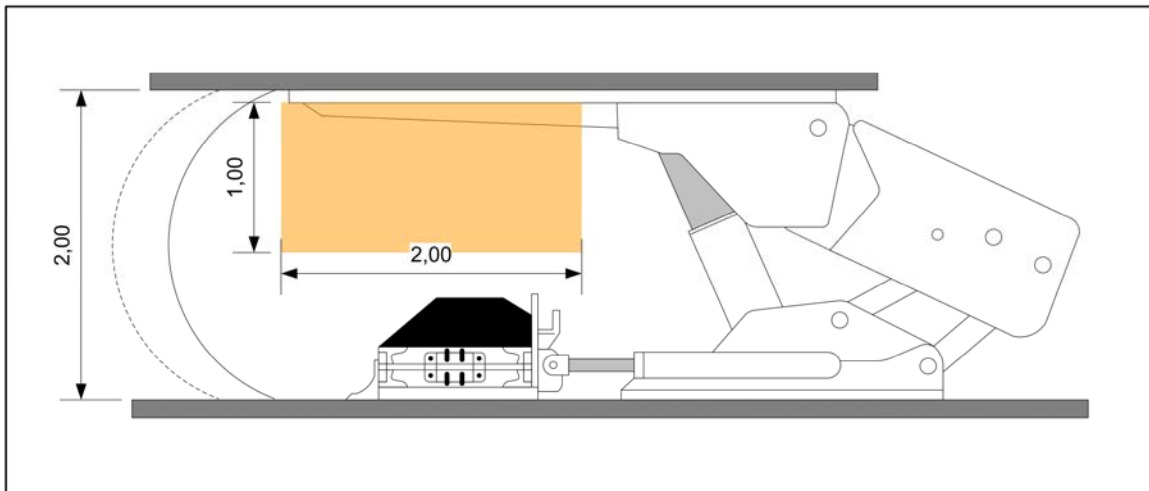
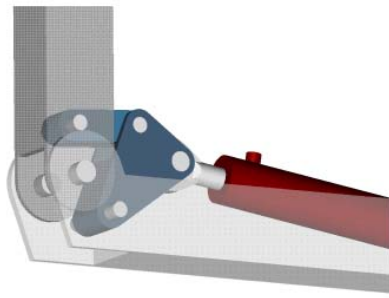


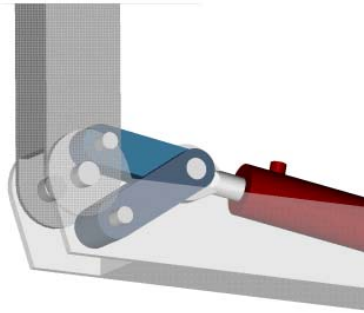
Abbildung 7-6: Bereich für die Unterbringung der Gewinnungseinrichtung

Entsprechend der erwähnten Kennwerte wurden drei verschiedene Koppelgetriebe untersucht, das Koppelgetriebe nach Watt, das Koppelgetriebe nach Stephenson und das Koppelgetriebe mit Doppelgelenk. Abbildung 7-7 stellt diese drei Getriebearten als dreidimensionale CAD-Modelle dar.

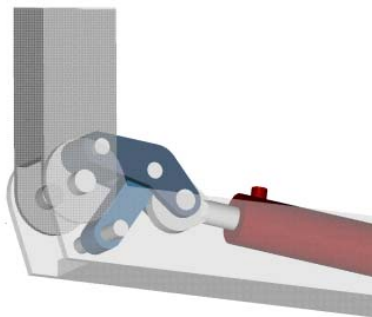
Der Schwerpunkt der Betrachtung lag auf dem erreichbaren Schwenkwinkel, dem Verlauf der Schnittkraft sowie der Optimierung des Effektivkraftverhältnisses.



Koppelgetriebe nach Watt



Koppelgetriebe mit Doppelgelenk



Koppelgetriebe nach Stephenson

Abbildung 7-7: 3D-CAD Modelle der betrachteten Koppelgetriebe /5/

Die Berechnung der an den Meißel zur Verfügung stehenden Schneidkraft kann über die Annahme eines Kräftegleichgewichts mit üblichen Methoden der Mechanik erfolgen. Da im vorliegenden Fall die Schneidkraft jedoch nicht nur für eine einzelne Stellung des Getriebes sondern für den gesamten Bereich des Schwenkwinkels berechnet werden muss, müssen geeignete Programme, die nach dem Prinzip der Finite-Elemente-Methode arbeiten, eingesetzt werden.

Zur Berechnung der Schneidkraft wird das jeweilige Getriebe in Form eines Stabwerks nachgebildet, wie in Abbildung 7-8 exemplarisch dargestellt. Es wird ferner angenommen, dass an der Schneide der Gewinnungseinrichtung eine konstante Schneidkraft von 400 kN über den gesamten Schwenkbereich auftritt, auch wenn diese Annahme unrealistisch ist. Sie dient jedoch als Grundlage für eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse.

Einflüsse von Schwerkraft, Masseträgheit, Lagerreibung usw. werden nicht berücksichtigt.

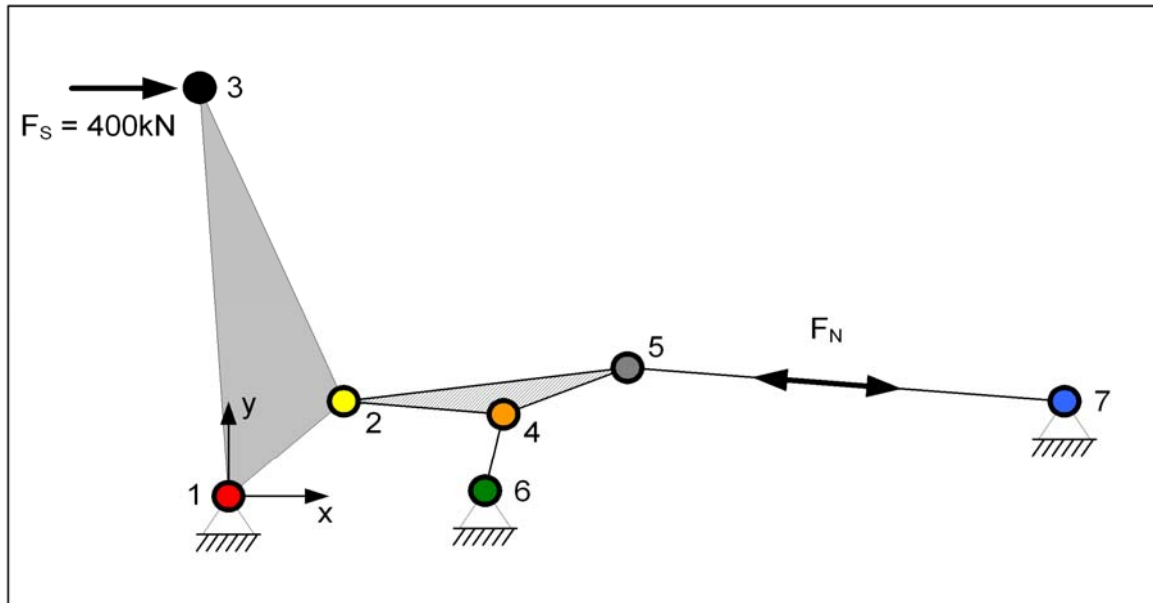


Abbildung 7-8: Koppelgetriebe nach Stephenson als Stabwerk

Die Annahme einer konstanten Schneidkraft erlaubt die Berechnung der Normalkraft in dem Getriebeglied, welches den Arbeitszylinder darstellt. Definiert man die Schneidkraft als Effektivkraft F_{eff} , so kann aus F_K zu F_{eff} das Effektivkraftverhältnis E_V berechnet werden.

Bei dann bekanntem Effektivkraftverhältnis kann, ausgehend von einer Zylinderkraft, die von Kolbendurchmesser und Hydraulikdruck abhängt, die jeweilige, maximale Schneidkraft als Funktion des Schwenkwinkels berechnet werden.

Für jedes der drei ausgewählten Getriebe wurde ein Modell ähnlich dem in Abbildung 7-8 gezeigten erstellt.

Gelenk 1 stellt das Schwenklager des Fronthobels dar und ist zugleich Ursprung des dem Modell zugrunde liegenden Koordinatensystems. Punkt 3 repräsentiert die Hobelschneide, an der in tangentialer Richtung die Schneidkraft F_S von 400 kN angreift. In Gelenk 6 ist die sog. Koppel mit dem Hobelträger (Gestell) verbunden, Gelenk 7 ist der Anschlagpunkt des Hydraulikzylinders.

Die Antriebsbewegung des Getriebes ist eine Verlängerung der Verbindung 5 – 7, was dem Ausfahren des Arbeitszylinders entspricht. Die in der Verbindung 5 – 7 durch die Schneidkraft F_S hervorgerufene Normalkraft F_N ist die gesuchte Kolbenkraft.

Zur späteren Auswertung wurden aufgezeichnet:

- Die Verlängerung der Verbindung 5 – 7, d.h. der Kolbenhub des Arbeitszylinders
- Die Normalkraft F_N in der Verbindung 5 – 7, d.h. die Kolbenkraft des Arbeitszylinders

- Der Drehwinkel des Fronthobels (Element 1-2-3) um das Gelenk 1 gegenüber der Ausgangslage
- Die Geschwindigkeit und Beschleunigung des Punktes 3
- Die Koordinaten aller Gelenkpunkte

Die Position der Gelenke 2,4,5 und 6 wurde systematisch variiert und die genannten Daten für jede Anordnung aufgezeichnet.

Zum Vergleich der Variationen wurden in einem Diagramm die minimale und maximale Kolbenkraft über dem erreichbaren Schwenkwinkel aufgetragen. Es ergibt sich daraus eine Punktwolke, die als Variantendiagramm bezeichnet wird. Jeder Punkt, bzw. jedes Punktpaar in diesem Diagramm repräsentiert eine bestimmte Anordnung des Getriebes.

Die günstigste Anordnung ist diejenige, welche bei einem möglichst hohen Schwenkwinkel die geringste maximale Kolbenkraft aufweist und dabei gleichzeitig einen günstigen Verlauf des Effektivkraftverhältnisses.

Die Optimierung wurde aufgrund des einfacheren Aufbaus zunächst für das Doppelgelenk-Getriebe durchgeführt. Das sich ergebende Variantendiagramm ist in Abbildung 7-9 dargestellt.

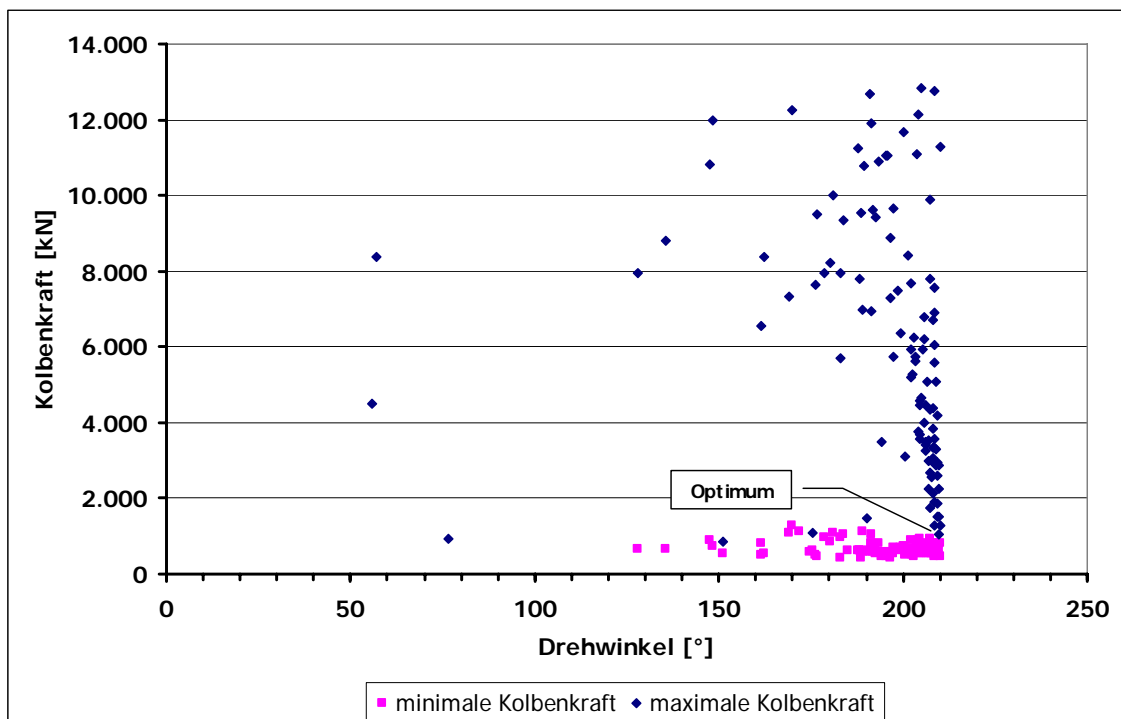


Abbildung 7-9: Variantendiagramm des Doppelgelenk-Getriebes

Die günstigste Getriebevariante lässt sich im Diagramm identifizieren und aus dem aufgezeichneten Normalkraftverlauf kann das Effektivkraftverhältnis bestimmt werden. Dieses wiederum erlaubt, den Schneidkraftverlauf für jede beliebige Kolbenkraft zu berechnen.

In der folgenden Abbildung 7-10 ist der Verlauf der Schneidkraft für die günstigste Doppelgelenk-Variante bei einer Kolbenkraft von 636 kN dargestellt. Dieser Wert wurde gewählt, da er der maximalen Kolbenkraft entspricht, die das in Kapitel 5.1.1 beschriebene Versuchsgerät realisieren kann.

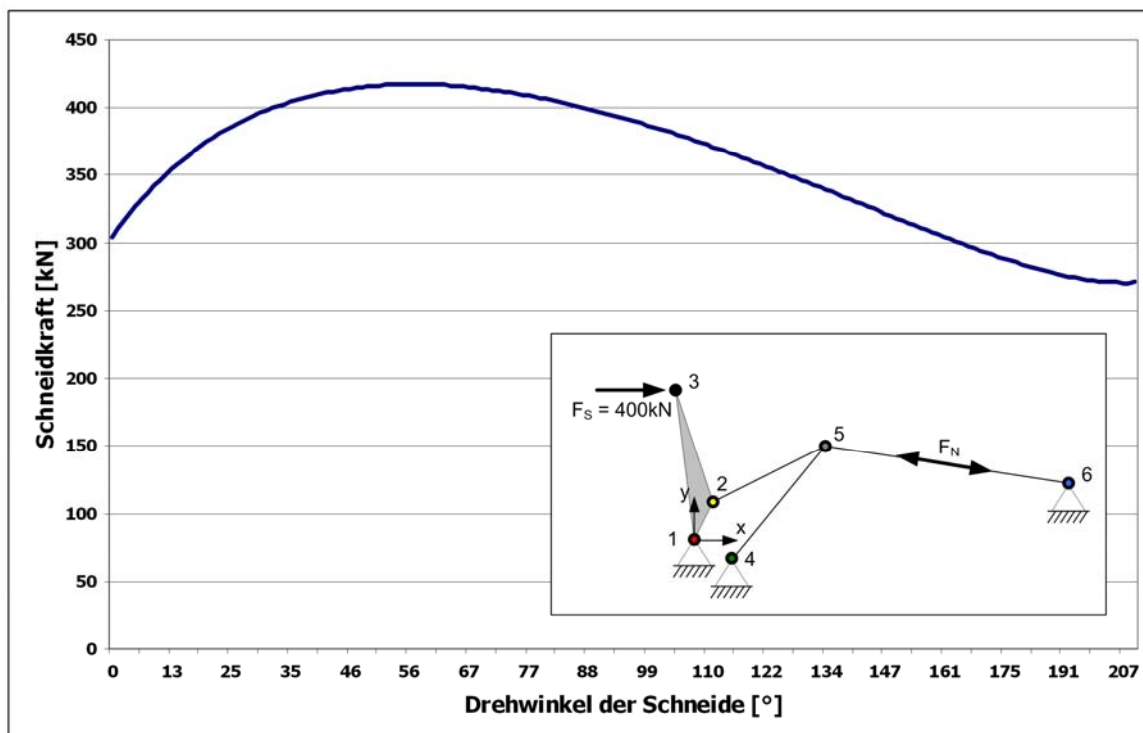


Abbildung 7-10: Verlauf der Schneidkraft für die günstigste Doppelgelenk-Variante

Die Koordinaten der Gelenkpunkte für die günstigste Doppelgelenk-Variante ergeben sich zu:

Gelenkpunkt	x-Koordinate [mm]	y-Koordinate [mm]
1	0	0
2	100	200
3	-100	800
4	200	-100
5	900	500
6	2000	300

Tabelle 7-1: Gelenkpunkt-Koordinaten der optimalen Doppelgelenk-Anordnung

Analog zu der beschriebenen Optimierung der Doppelgelenk-Kinematik wurden die Koppelgetriebe nach Stephenson und Watt untersucht. Die Variantendiagramme und Schneidkraftverläufe sind in Anlage 1 und 2 dargestellt.

7.1.4 Auswahl eines geeigneten Getriebes

Aufgrund der Betrachtung von verschiedenen ebenen Getrieben an Baumaschinen, deren Grabbewegung denen des Gewinnungsgeräts Frontladehobel ähnelt, wurde eine Vorauswahl getroffen. Das Getriebe des Gewinnungsgeräts soll demnach aus einem sechsgliedrigen, ebenen Getriebe bestehen, welches die lineare Bewegung des Hydraulikzylinders in eine Schwenkbewegung von mehr als 180° umwandelt.

Der Verlauf der Schneidkraft soll sich dabei möglichst entsprechend der in Kapitel 5.1.2 beschriebenen Versuche darstellen. Das bedeutet, dass zu Beginn der Schneidbewegung eine verhältnismäßig geringe Kraft benötigt wird, während bei einem Schwenkwinkel von etwa 90° die maximale Kraft aufzubringen ist und auch gegen Ende des Schneidvorgangs, bei einem Schwenkwinkel von 160-180°, ein erhöhter Kraftbedarf besteht.

In der praktischen Anwendung sind die drei in Abbildung 7-11 dargestellten, sechsgliedrigen Mechanismen Nr. 2, 3 und 4 relevant. Der Mechanismus Nr. 1 entspricht der Schubswinge, welche an dem Versuchsgerät eingesetzt war.

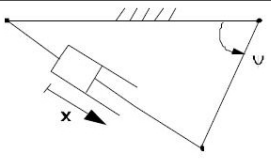
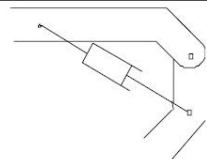
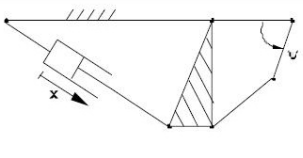
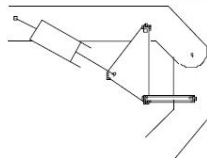
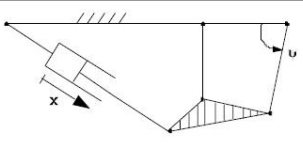
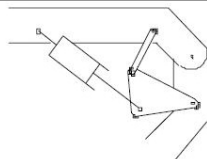
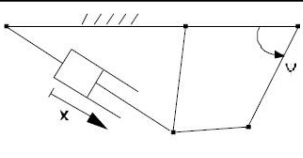
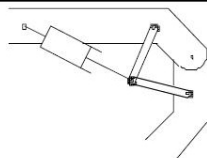
Nr	Art	Anzahl Glieder	Bauform	konstruktive Ausführung
1	Koppelgetriebe	4		
2	Koppelgetriebe nach Watt	6		
3	Koppelgetriebe nach Stephenson	6		
4	Koppelgetriebe mit Doppelgelenk	6		

Abbildung 7-11: Übersicht über verschiedene Umlenkmechanismen /5/

Die Koppelgetriebe nach Watt und Stephenson unterscheiden sich von den beiden anderen Koppelgetrieben durch ein ternäres Glied, in Abbildung 7-11 schraffiert dargestellt, darunter versteht man ein Glied mit drei Gelenkelementen, über die das Glied mit drei Nachbargliedern verbunden ist.

Beim Koppelgetriebe nach Watt ist das ternäre Glied direkt mit dem Gestell, einem festgelegten Glied, verbunden. Dagegen ist beim Koppelgetriebe nach Stephenson das ternäre Glied durch ein binäres Glied mit dem Gestell verbunden.

Das Koppelgetriebe nach Stephenson, dargestellt in Abbildung 7-12 ist gegenüber anderen sechsgliedrigen Getrieben dadurch charakterisiert, dass die Schneideinrichtung beim Anfahren aus der Ausgangsstellung zunächst durch die Hebelwirkung um das Gelenk C_1 bewegt wird. Diese Verhaltensweise ermöglicht einen erweiterten Schwenkbereich und verringerte Anfahrkräfte /5/.

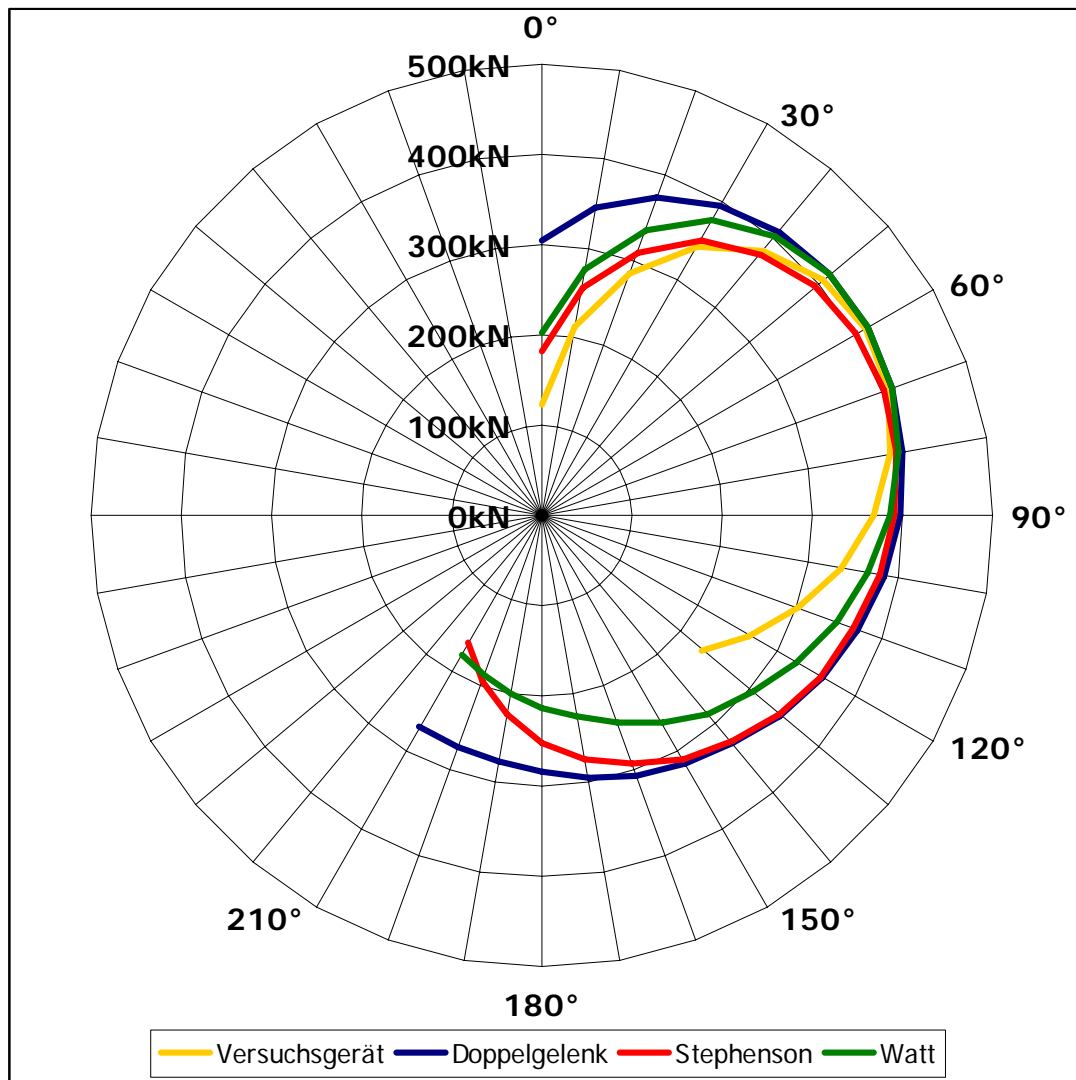


Abbildung 7-13: Darstellung der Schneidkraft über dem Drehwinkel für die jeweils optimale Getriebeanordnung

Die Datenreihe des Versuchsgeräts endet bei dem Wert von 130°, da dies der maximale Schwenkwinkel ist, den das Gerät realisieren kann. Grundlage der Darstellung ist sowohl für das Versuchsgerät als auch die drei Getriebevariationen die Annahme einer Kolbenkraft des Arbeitszylinders von 636 kN. Dies entspricht der Kolbenkraft des im Versuchsgerät eingesetzten Zylinders mit einem Kolbendurchmesser von 150 mm bei einem Hydraulikdruck von 360 bar.

Der Schneidkraftverlauf des Versuchsgeräts ist hier als Vergleichsmaßstab zu sehen, um die Ergebnisse der Optimierung der drei Getriebevarianten beurteilen zu können.

Es ist erkennbar, dass alle drei Getriebe einen Schwenkwinkel von 210° realisieren und dabei Schneidkräfte entwickeln können, welche größtenteils höher als die Schneidkraft des Versuchsgeräts sind.

Insbesondere zu Beginn und Ende der Schwenkbewegung hat das Doppelgelenk-Getriebe einen deutlichen Vorteil gegenüber den beiden anderen Getrieben, der sich in einer um mehr als 100 kN höheren Schneidkraft äußert.

Zu Beginn der Schneidbewegung ist diese höhere Schneidkraft wenig bedeutsam, da hier das Einschneiden in eine sehr geringe Spantiefe erfolgt. Zum Ende der Schneidbewegung wird die höhere Schneidkraft der Doppelgelenk-Anordnung dagegen von großem Vorteil sein, um besonders harte Partien im Bereich der Flözwurzel zu schneiden und das gelöste Haufwerk auf den Förderer zu laden.

Insgesamt betrachtet ermöglicht die Doppelgelenk-Anordnung zwar keinen höheren Maximalwert der Schneidkraft, sie ist den beiden anderen Anordnungen im Bereich von 40 bis 150° jedoch zumindest gleichwertig und unter- wie oberhalb dieses Bereichs deutlich überlegen.

Dieser Umstand, verbunden mit dem Vorteil eines einfacheren Aufbaus, macht das Doppelgelenk zur am besten geeigneten Variante eines Getriebes für den Frontladehobel.

7.2 Konzept eines geeigneten Ausbaus zur Kombination mit dem Gewinnungsgerät

Der Schreitausbau, wie er heute in Gewinnungsbetrieben des Steinkohlenbergbaus und in einigen Fällen auch in anderen Bergbauzweigen eingesetzt wird, ist das Ergebnis einer mehrere Jahrzehnte dauernden Entwicklung. Von einfachen Rahmengespannen hat sich der Ausbau über Ausbauböcke und verschiedene Arten von Ausbauschilden zu der heute üblichen Form des Zweitempel-Lemniskatenschildes entwickelt. Hinsichtlich der Aufgaben des Schreitausbaus, dem Offenhalten des Arbeitsraumes, der Sicherung vor Stein- und Kohlenfall, dem Rücken des Fördermittels und dem Offenhalten eines ausreichenden Wetterquerschnitts ist der Zweitempel-Lemniskatenschild optimal auf die Gewinnungssysteme Walzenlader und Kohlehobel angepasst. Nachteilig ist die zwar sehr robuste aber auch aufwendige Konstruktion dieser Art des Ausbaus, der sich in Beschaffungskosten von etwa 100.000 Euro für einen Schild mit durchschnittlichem Verstellbereich für eine Einsatzmächtigkeit von 2 m niederschlägt /6/.

Die Entwicklung eines neuartigen Gewinnungsgeräts eröffnet die Möglichkeit, das Konzept des damit zusammen eingesetzten Ausbaus zu überdenken und hinsichtlich einer einfacheren und günstigeren Konstruktion zu verändern. Da das Gewinnungsgerät wie in Kapitel 4.1 beschrieben, für unterschiedliche Anwendungsgebiete geeignet ist, kann auch der Ausbau je nach Anwendungsgebiet variieren.

Ein wesentliches Merkmal des Lemniskatenschildes ist der nahezu gleich bleibende Abstand zwischen Kappenspitze und Abbaustoß über den Großteil des Verstellbereichs. Diese Eigenschaft ist für Walzenlader- und Hobelbetriebe von großer Bedeu-

tung und war ein Grund für die Weiterentwicklung der so genannten Kreisbogenschilde zu den Lemniskatenschilden. Für das Gewinnungsgerät Frontladehobel ist der gleich bleibende Abstand zwischen Kappenspitze und Abbaustoß jedoch nicht von Bedeutung, da das Gewinnungsgerät mit der Kappe verbunden ist und jede Bewegung der Kappe auf den Abbaustoß hin oder davon weg, mitmacht.

Dies ermöglicht es, den Frontladehobel mit einem Ausbau zu kombinieren, der nach dem Prinzip eines Kreisbogenschildes gebaut ist. Bruchschild und Kufe sind dabei direkt verbunden, ohne Lenker wie beim Lemniskatenschild. Dadurch vereinfacht sich die Konstruktion erheblich.

Im Sinne einer leichteren und günstigeren Konstruktion des Ausbaus ist es vorteilhaft, die Stempelkräfte möglichst zentral unter einer kurzen Kappe angreifen zu lassen. Während bei Walzenlader- und Hobelbetrieben die Steigerungen der Gewinnungsleistung zu breiteren Förderern und damit auch zu immer längeren Kappen geführt hat, bietet sich bei dem Gewinnungssystem Frontladehobel die Möglichkeit, entgegen diesem Trend eine kurze Kappe zu verwenden. Voraussetzung dafür ist, die Breite des Ausbaus so zu wählen, dass das Gewinnungsgerät selbst zwischen den Stempeln platziert werden kann, wie in Abbildung 7-14 dargestellt.

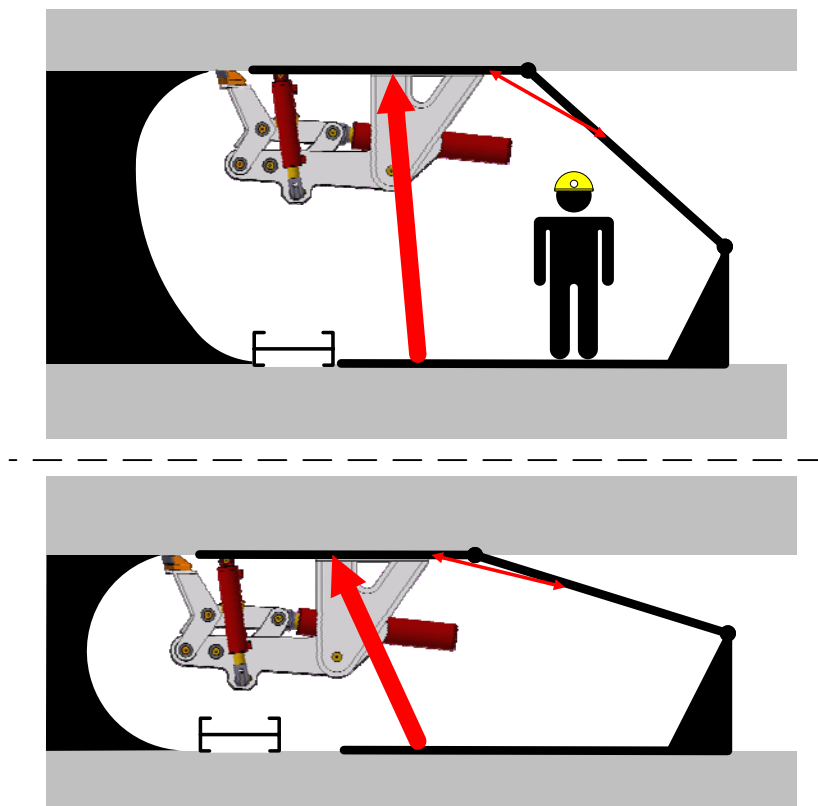


Abbildung 7-14: Gewinnungsgerät Frontladehobel in Kombination mit Kreisbogenschild

Falls die Neuentwicklung eines Ausbaus zur Kombination mit dem Gewinnungsgerät nicht durchgeführt werden soll, etwa aus Kostengründen oder aufgrund der Anforderung von Kunden, bietet auch die Kombination mit einem Zweistempel-Lemniskatenschild die Möglichkeit einer leichteren Konstruktion. Durch eine Platzierung des Gewinnungsgeräts mittig zwischen den Stempeln kann eine deutlich kürzere Kappe mit einem günstigeren Teillängenverhältnis der Kappe realisiert werden, als bei Schildausbau für Walzenlader- und Hobelbetriebe. Die daraus resultierende Verringerung von Biegebeanspruchungen ermöglicht eine leichtere Konstruktion.

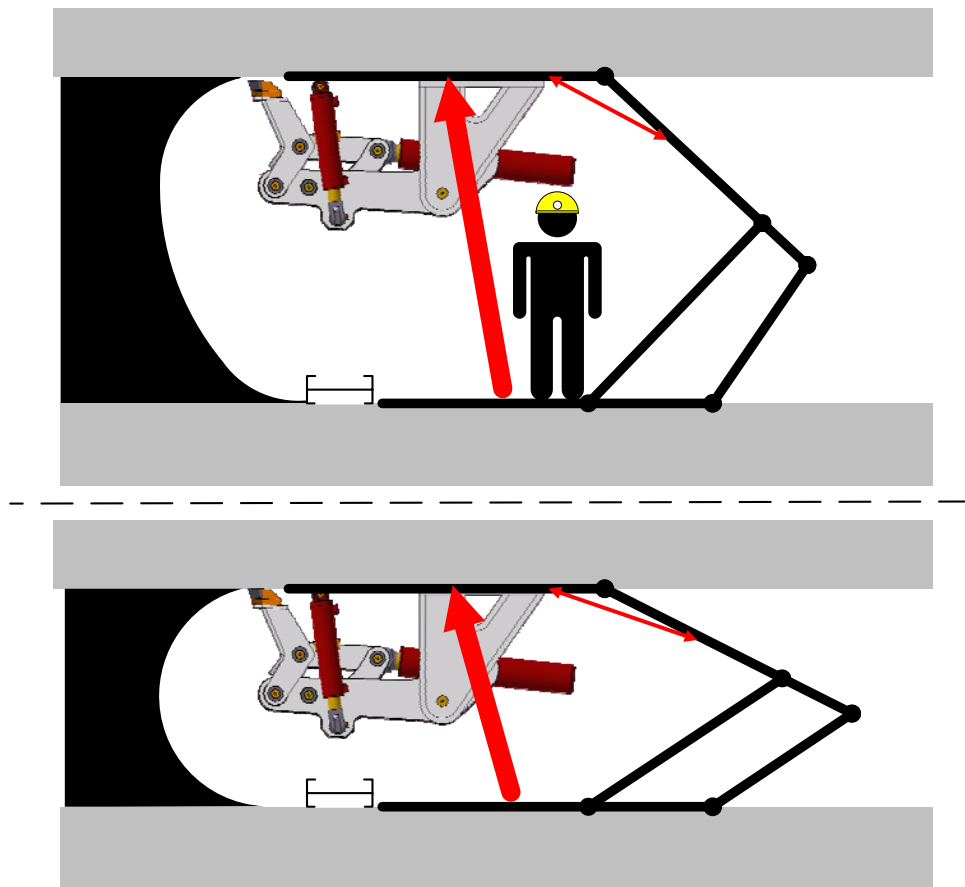


Abbildung 7-15: Gewinnungsgerät Frontladehobel in Kombination mit Zweistempel-Lemniskatenschild

Für den Anwendungsfall Streckenvortrieb, der in Kapitel 4.1.1 beschrieben wurde, sind an den Ausbau weitaus geringere Anforderungen hinsichtlich Ausbaustützkraft und Widerstand gegen bankparallele Bewegungen zu stellen, als in einem langfrontartigen Gewinnungsbetrieb. Die Hauptaufgabe der Ausbaueinheit ist in diesem Fall das Tragen der Gewinnungseinrichtung und die Aufnahme der Reaktionskräfte aus dem Schneidvorgang, welche in Kapitel 6.3 berechnet wurden. Da weder das Eigen-

gewicht der Gewinnungseinrichtung noch die Höhe der Reaktionskräfte besondere Anforderungen an die Konstruktion darstellen, kann für den Anwendungsfall Streckenvortrieb auf einen sehr einfach aufgebauten Ausbau zurückgegriffen werden, der sich an früheren Ausbauböcken orientiert, wie ihn Abbildung 7-16 darstellt.

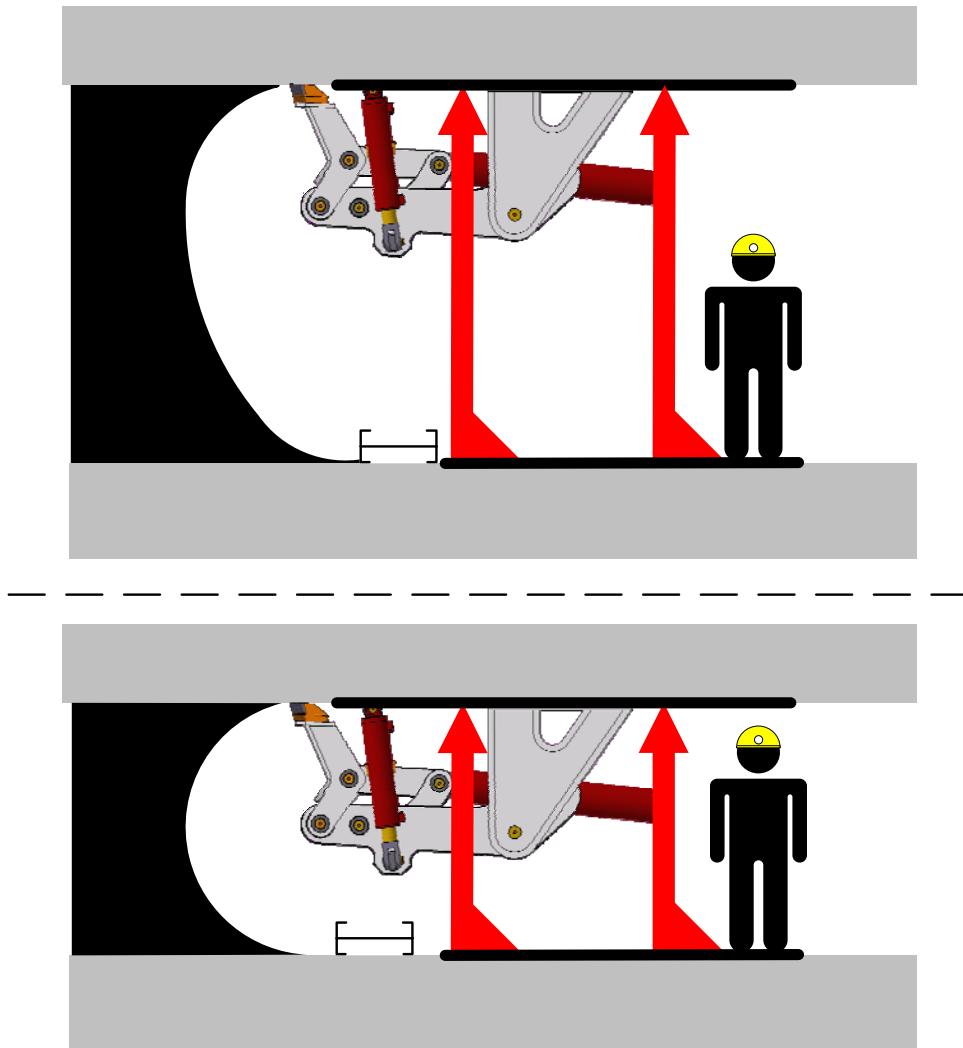


Abbildung 7-16: Gewinnungsgerät Frontladehobel in Kombination mit Ausbaubock

Da bei der Anwendung Streckenvortrieb nicht mit hohen bankparallelen Kräften zu rechnen ist, kann auf eine Stabilisierung der Stempel unter Umständen ganz verzichtet werden und die Stempel in einer begrenzt flexiblen Führung gelagert werden. Andernfalls bietet sich eine Stempelstabilisierung durch ein Viergelenkgetriebe an, welches jedoch deutlich leichter ausgeführt werden kann als bei einem Ausbauschild.

Der Ausbaubock stellt eine denkbar einfache Möglichkeit dar, das Gewinnungsgerät mit einer Ausbaueinheit zu einem Gesamtsystem zu kombinieren, wenn auch nur für einen relativ begrenzten Anwendungsfall.

7.3 Entwurf der Gewinnungseinrichtung

Ausgehend von den in Kapitel 5, 6 und 7.1 beschriebenen Überlegungen, Messungen und Berechnungen wurde der Entwurf einer Gewinnungseinrichtung erarbeitet. Um die räumlichen Gegebenheiten dabei möglichst genau zu berücksichtigen und ein realitätsnahes Modell zu schaffen, wurde 3D-CAD Software eingesetzt. Dies erlaubte, ein maßstäbliches, räumliches Modell zu entwickeln, welches auch die entsprechenden Bewegungen darstellen kann.

Das erste Bauteil, das entsprechend der Getriebeoptimierung in Kapitel 7.1.3 entwickelt wurde, war der Hobelträger. Abgesehen von der Position der Gelenkpunkte existierten hier noch keine Vorgaben. Der Hobelträger wurde in Form einer Schweißkonstruktion aus zwei Flanken, die über Streben miteinander verbunden sind, dargestellt.

Der Fronthobel wurde ebenfalls als Schweißkonstruktion dargestellt. Er besteht aus zwei Flanken, über die er am Schwenklager mit dem Hobelträger verbunden wird, einer gemuldeten Schaufel, dem Meißelträger sowie den Meißeln.

Zur Verringerung der Schneidkräfte wurden die Meißel tannenbaumartig gestaffelt angeordnet. Der Meißelträger hat die Form eines Kreissegments, damit alle Meißel die gleiche Spantiefe schneiden, was bei der Anordnung in einer Ebene ansonsten aufgrund der Staffelung nicht der Fall wäre.

Fronthobel und Hobelträger sind weiterhin gelenkig über zwei Bauteile, Schwinge und Koppel, miteinander verbunden. Diese Bauteile dienen der Übertragung der Kolbenkraft auf den Fronthobel. Die Schwinge wird dabei hauptsächlich auf Druck, die Koppel auf Zug beansprucht.

Der Einbau der Koppel innerhalb des Hobelträgers bedingt eine bogenförmige Konstruktion dieses Bauteils, da es sonst zur Kollision mit der vorderen Verstrebung kommt.

Da außen an den Flanken des Hobelträgers noch Anschlagpunkte für die Steuerzylinder platziert werden müssen, ist die Anordnung von Schwinge und Koppel innerhalb des Hobelträgers sinnvoll, um die gesamte Breite des Geräts gering zu halten.

Der Arbeitszylinder muss zum Schwenken der Schneide um 210° einen Hub von 1460 mm ausführen. Um den Hobelträger möglichst kurz zu bauen, ist es sinnvoll, den Zylinder nicht an seinem Boden mit dem Hobelträger zu verbinden, sondern die Anschlagpunkte auf den Zylindermantel aufzuschweißen.

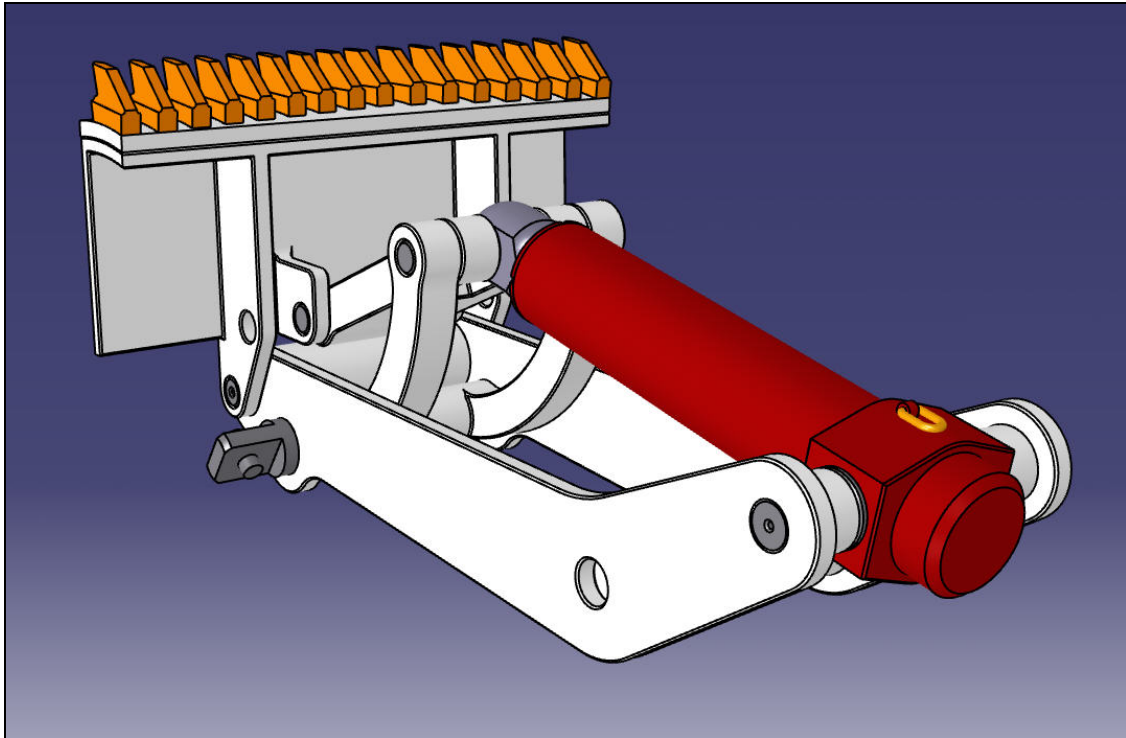


Abbildung 7-17: Kernbaugruppen der Gewinnungseinrichtung

Der Kolbendurchmesser des Arbeitszylinders richtet sich nach dem geplanten Betriebsdruck und der angestrebten Schneidkraft. Für den Entwurf wurde ein Arbeitszylinder mit 200 mm Durchmesser angenommen. Dieser erlaubt bei einem Betriebsdruck von 300 bar eine maximale Schneidkraft von 618 kN, ein Wert, der 55 % über der am Versuchsgerät zu Verfügung stehenden Schneidkraft liegt.

Die Steuerzylinder dienen der horizontalen Bewegung des Hobelträgers. Sie verbinden das kohlenstoßseitige Ende des Hobelträgers mit der unter der Kappe des Ausbaus befindlichen Vorschubeinrichtung. Da die Steuerzylinder während des Schneidvorgangs erhebliche Reaktionskräfte aufnehmen müssen, sollten sie möglichst parallel zur Richtung der Reaktionskräfte platziert werden, das heißt weitgehend senkrecht.

Unter räumlichen Gesichtspunkten wäre zwar eine stärker geneigte Anordnung der Steuerzylinder wünschenswert, die Stabilität und Steifigkeit der Konstruktion würde dadurch aber herabgesetzt. Da mit starken, schwingenden Belastungen durch den Schneidvorgang zu rechnen ist, wird für die Steuerzylinder eine möglichst senkrechte Einbaulage vorgesehen.

Die Länge und damit auch der Hub der Steuerzylinder richten sich dabei nach dem Mächtigkeitsbereich, der mit dem Gerät abzubauen sein soll. Problematisch ist, dass aus einem gegebenen Zylinderhub aufgrund konstruktiver Totmaße wie Kopf- und Fußkalotte, Höhe des Kolbens und Abdichtung des Zylinderkopfes eine Mindestlänge des Zylinders resultiert, die nicht reduziert werden kann. Dies erfordert das Anschlagen der Steuerzylinder in entsprechenden Konsolen unterhalb des eigentlichen

Hobelträgers. Bei Einsatz der hier vorgesehenen Steuerzylinder ist es möglich, eine Mächtigkeit bis 2,6 m abzubauen. Der minimale Arbeitsbereich des Geräts liegt bei einer Flözmächtigkeit von etwa 1,6 m.

Über die Vorschubvorrichtung sind die Anschlusskonsole des Gewinnungsgeräts und der Ausbau miteinander verbunden. Die horizontale Beweglichkeit der Gewinnungseinrichtung sollte mehrere Schnitte ermöglichen, ohne den Ausbau zu rücken. Begrenzt wird die Verschiebbarkeit allerdings sowohl durch die Kappenlänge, die gegebenenfalls vergrößert werden müsste, um Platz für die Vorschubeinrichtung zu schaffen, als auch durch den maximalen Abstand zwischen Kappenspitze und Abbaustoß, der nicht überschritten werden soll. Als möglicher Betrag für die horizontale Verschiebbarkeit wurden 500 mm angenommen.

Nach Anpassen und Zusammenfügen aller Komponenten entsteht ein dreidimensionales Modell der Gewinnungseinrichtung, dass in Abbildung 7-18 dargestellt ist. Das Modell erlaubt die vollständige Simulation aller Arbeitsabläufe und bestätigt die konstruktive Machbarkeit des Geräts.

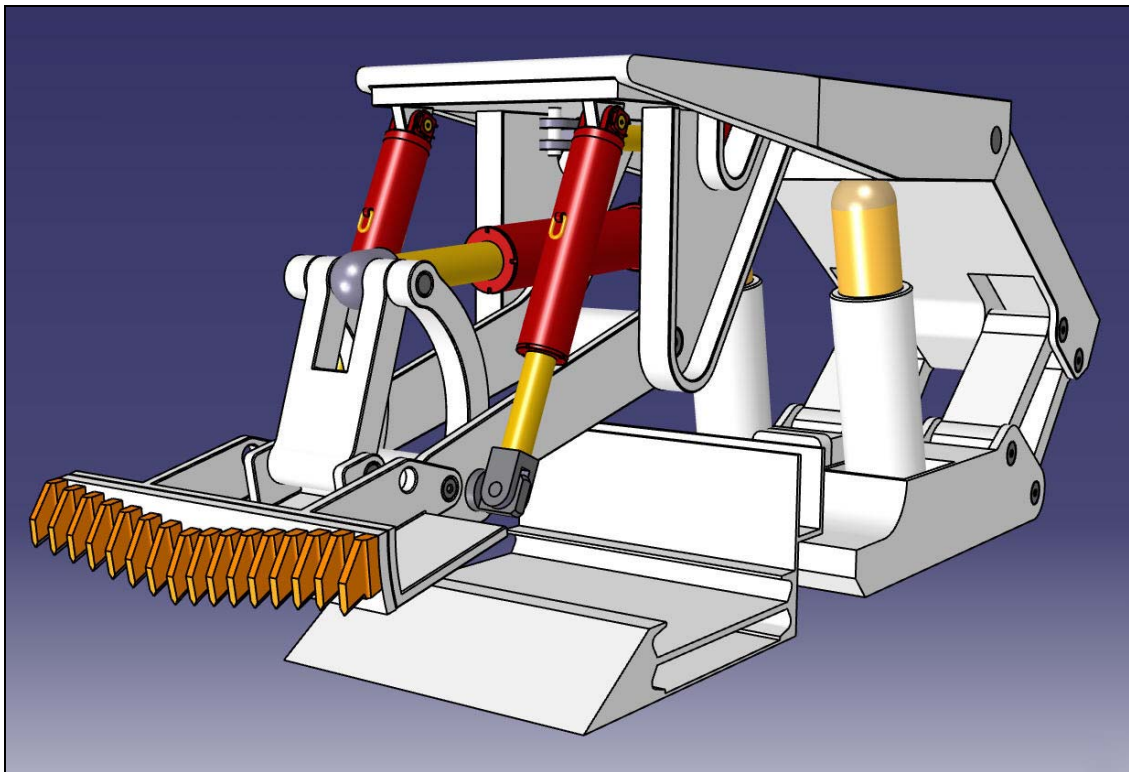


Abbildung 7-18: 3D-CAD Modell der geplanten Gewinnungseinrichtung

8 Auslegung der Hydraulik und Steuerung des Systems

Da die Gewinnungseinrichtungen komplett hydraulisch angetrieben und auch alle Steuerbewegungen durch Hydraulikzylinder bewirkt werden, ist für die Gewinnungsgeräte mit einem erheblichen Hydraulikbedarf zu rechnen. Hydraulische Systeme sind in Anschaffung und Betrieb kostenintensiv, aufwendig zu warten und haben in der Regel einen schlechteren Wirkungsgrad als elektromechanische Systeme. Der Auslegung des hydraulischen Systems kommt daher in diesem Fall eine besondere Bedeutung zu.

Die zur Steuerung der hydraulischen Elemente notwendigen elektrohydraulischen Komponenten sind aufgrund der Entwicklung in der Strebtechnik inzwischen Stand der Technik und im Einsatz unter Tage bewährt. Sie werden daher nur am Rande betrachtet. Stattdessen werden ein Ablaufschema für den Schneidvorgang erarbeitet und Systemzustände betrachtet, die einen automatischen Ablauf behindern und die Steuerung erheblich verkomplizieren.

8.1 Auslegung des hydraulischen Systems

Die Berechnung des Bedarfs an Hydraulikdruck und Volumenstrom ist ein essentieller Bestandteil der Planung jedes konventionellen Strebbetriebs und wird in der Regel von den Herstellern der Hydraulikanlage oder den Herstellern des Strebausbaus durchgeführt.

Die übliche Vorgehensweise dabei ist, zunächst alle Vorgänge, die eine Ausbaueinheit beim Rücken vollzieht, hinsichtlich des Volumens an Hydraulikflüssigkeit, das dazu benötigt wird, aufzusummieren. Abhängig von der geplanten Gewinnungsleistung des Betriebes und weiterer Randbedingungen wie der Flözmächtigkeit, ergibt sich die Anzahl der Ausbaueinheiten, die pro Minute gerückt werden müssen.

Durch Multiplikation des Gesamtvolumens für den Zyklus einer Ausbaueinheit mit der Anzahl der zu Rückenden Einheiten ergibt sich der notwendige Volumenstrom, der üblicherweise in Liter pro Minute angegeben wird.

Weiterhin ist zu berücksichtigen, dass innerhalb eines umfangreichen Hydrauliksystems an zahlreichen Stellen Verluste auftreten können, die ebenfalls in die Berechnung einbezogen werden müssen. Die Höhe dieser Verluste hängt ab von der Qualität und dem Alter der Komponenten, der Sorgfalt bei der Verlegung und anderen Faktoren, die jedoch sehr schwierig zu quantifizieren sind. Man ist daher auf Erfahrungswerte angewiesen.

Für einen üblichen Strebbetrieb mit Schreitausbau, der bereits einige Zeit im Einsatz, aber gut gewartet ist, kann mit Verlusten in Bereich von 10 % des theoretischen Bedarfs gerechnet werden.

Nach der Festlegung des Hydraulikbedarfs erfolgt die Auswahl von Art und Anzahl der Pumpen. Zur Deckung des Hydraulikbedarfs eines modernen Strebbetriebs sind in der Regel 3-4 Pumpen erforderlich, welche den benötigten Volumenstrom mit einem festgelegten Minimaldruck am Strebeingang zur Verfügung stellen.

Hinsichtlich der Aufstellung der hydraulischen Versorgungsstation, bestehend aus Pumpen, Hydrauliktank, Filtern und Einrichtungen zur Herstellung von HFA-Flüssigkeiten, wird zwischen ortsfesten und ortsbeweglichen Pumpenstationen unterschieden. Im deutschen Steinkohlebergbau sind ortsfeste, zentrale Pumpenstationen üblich, welche möglichst derart im Grubengebäude platziert sind, dass eine Versorgung von mehreren Bauhöhen über einen längeren Zeitraum möglich ist. Die Verbindung der Gewinnungsbetriebe mit der Pumpenstation erfolgt über Rohr- und Schlauchleitungen, die mitunter Längen von mehreren Kilometern erreichen.

Dem gegenüber werden im Ausland Pumpenstationen üblicherweise ortsbeweglich ausgeführt, da hier auf den Bergwerken oft nur ein einzelner Gewinnungsbetrieb existiert, so dass eine zentrale Pumpenstation zur Versorgung mehrerer Betriebe keinen Sinn macht. Die Pumpenstation befindet sich stattdessen in der Nähe des Gewinnungsbetriebs und wird mit diesem regelmäßig mitgeführt. Abbildung 8-1 und Abbildung 8-2 zeigen eine mobile Pumpenstation und Hydrauliktank für das australische Bergwerk Moranbah North in Queensland, jeweils auf einem Raupenfahrwerk montiert. Die Pumpenstation ist die derzeit leistungstärkste in Australien und kann einen Volumenstrom von 1561 l/min bereitstellen.

Durch die Nähe zum Gewinnungsbetrieb ist die Leitung in der Strecke bei ortsbeweglichen Anlagen gering. Druckverluste sind daher von geringer Bedeutung, allerdings ist die Speicherwirkung der Leitung gering. Die Höhe von Druckabfällen ist größer, aber von kürzerer Dauer als bei ortsfesten Anlagen.

Wegen der großen Länge der Leitungen zwischen zentralen Pumpenstationen und Gewinnungsbetrieben ist ein großer Leitungsdurchmesser erforderlich, um die Druckverluste bis zum Streb zu minimieren. Die Druckspeicherwirkung einer solchen Leitung ist sehr groß und bewirkt geringere Druckabfälle im Streb, allerdings von längerer Dauer.



Abbildung 8-1: Mobile Pumpenstation auf Raupenfahrwerk /Longwall Hydraulics/



Abbildung 8-2: Mobiler Hydrauliktank /Longwall Hydraulics/

Bei der beschriebenen Art der Berechnung des Hydraulikbedarfs wird unterstellt, dass während des Zyklus einer hydraulischen Ausbaueinheit ein konstanter Volumenstrom erforderlich ist. Der ermittelte Wert ergibt sich als Durchschnittswert bezogen auf die Dauer von einer Minute und berücksichtigt nicht mögliche Bedarfsspitzen, welche den Durchschnittswert übersteigen.

Aufgrund des sehr hohen zu erwartenden Hydraulikbedarfs der Gewinnungseinrichtungen muss die Berechnung für einen Gewinnungsbetrieb mit Frontladehobeln den tatsächlichen Verlauf der hydraulischen Leistung jedoch unbedingt berücksichtigen. Dazu müssen zunächst die Daten der benötigten Zylinder festgelegt werden.

Zu der Gewinnungsvorrichtung, wie sie in 7.3 entworfen wurde, gehören 5 hydraulische Arbeitselemente, der Arbeitszylinder sowie zwei identische Steuerzylinder und zwei Vorschubzylinder. Alle fünf Zylinder sind doppeltwirkende Einfachhubzylinder.

Die wesentlichen Daten dieser Zylinder sind in der folgenden Tabelle 8-1 dargestellt.

Gewinnungs- gerät	Anzahl	Hub [mm]	Kolbendurch- messer [mm]	Kolbenstangen- durchmesser [mm]
Arbeitszylinder	1	1400	200	160
Steuerzylinder	2	650	150	130
Vorschubzylinder	2	500	150	100

Vorgang	Ausfahren			
	Volumen beim Ausfahren [l]	Kraft beim Ausfahren [kN]*	Dauer [s]	Volumen- strom [l/s]
Arbeitszylinder	44,0	942	12	3,7
Steuerzylinder	23,0	530	10	2,3
Vorschubzylinder	3,5	530	2	1,8
		* bei einem Druck von 300 bar		

Vorgang	Einfahren			
	Volumen beim Einfahren [l]	Kraft beim Einfahren [kN]*	Dauer [s]	Volumen- strom [l/s]
Arbeitszylinder	15,8	339	6	2,6
Steuerzylinder	2,9	132	6	0,5
Vorschubzylinder	1,0	295	8	0,1
		* bei einem Druck von 300 bar		

Tabelle 8-1: Daten der Hydraulikzylinder der Gewinnungsvorrichtung

Ausgehend von diesen Werten ergibt sich für eine Gewinnungseinrichtung ein zeitlicher Verlauf des Hydraulikbedarfs, wie in Abbildung 8-3 dargestellt. Es wird hier davon ausgegangen, dass die Gewinnungseinrichtung 5 Schnitte von jeweils 100 mm Spantiefe unmittelbar nacheinander durchführt. Danach wird die Ausbau-einheit um 500 mm gerückt.

Um gegenseitige Beeinflussungen von Gewinnungsgeräten und Ausbau auszuschließen wird unterstellt, dass der Ausbau über eine separate Hydraulik versorgt wird. Er geht daher in die folgenden Berechnungen nicht ein.

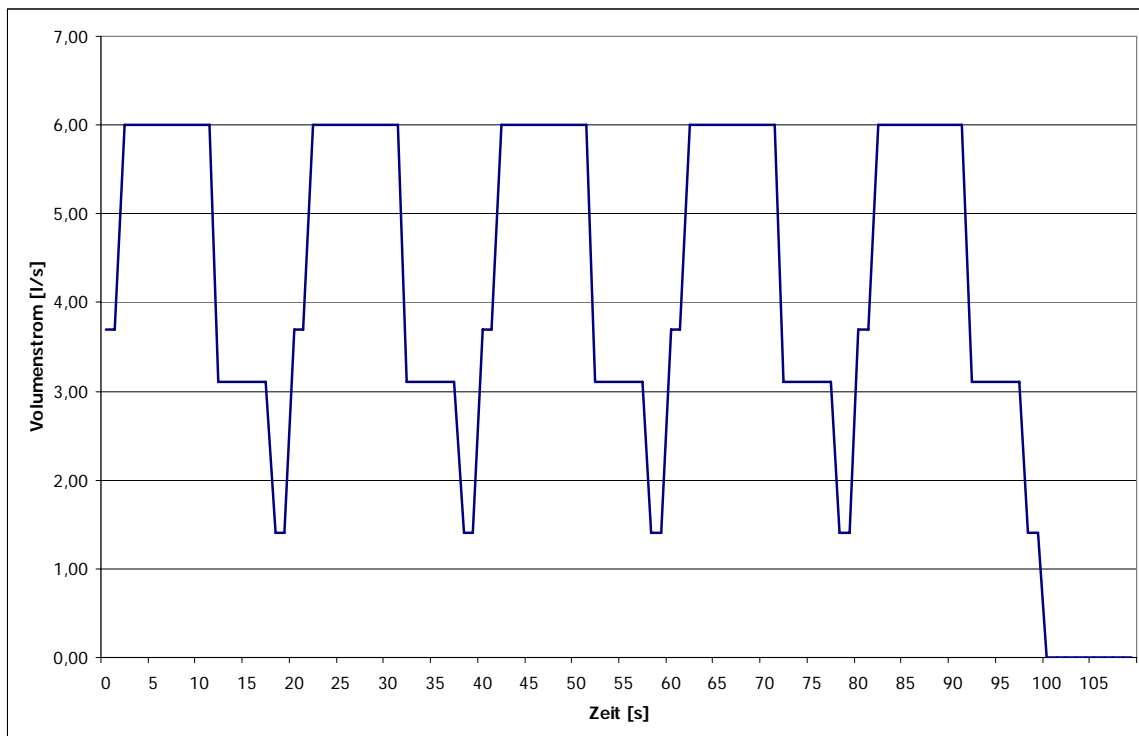


Abbildung 8-3: Zeitlicher Verlauf des Hydraulikbedarfs für eine Gewinnungseinrichtung

Je nach geplanter Fördermenge des Gesamtsystems und der Anzahl der eingesetzten Geräte ergeben sich teilweise erhebliche Pausenzeiten zwischen den einzelnen Schneidvorgängen einer Gewinnungseinheit. Bei 100 Geräten im Gewinnungsbetrieb, einer geplanten Förderung von 1.350 t/h und einer gelösten Mineralmenge von 0,675 t pro Schnitt müssen beispielsweise pro Stunde insgesamt 2.000 Schnitte durchgeführt werden.

Das bedeutet, dass jedes Gerät pro Stunde nur 20 Schnitte ausführt. Die zeitliche Ausnutzung der Gewinnungsgeräte ist also sehr gering. Allerdings eröffnet die Leerlaufzeit von fast drei Minuten Länge die Möglichkeit, die Schneidvorgänge der Gewinnungsgeräte zu staffeln, um so einen möglichst günstigen Verlauf des hydraulischen Leistungsbedarfs für das Gesamtsystem zu erreichen.

Zur Lösung dieser Aufgabe wurde in MS Excel ein Visual-Basic-Programm erstellt, welches den zeitlichen Verlauf des Hydraulikbedarfs des Gesamtsystems zu berechnen erlaubt.

Für den Fall, dass alle 100 Geräte im Gewinnungsbetrieb gleichzeitig schneiden sollen, ergibt sich ein zeitlicher Verlauf des Bedarfs wie in Abbildung 8-3 dargestellt, um den Faktor 100 erhöht. Der Spitzenbedarf des Systems läge damit bei 600 l/s, entsprechend 36.000 l/min. Dieser Wert ist sowohl unter technischen als auch wirtschaftlichen Gesichtspunkten nicht realisierbar.

Um eine möglichst gute Vergleichmäßigung des Bedarfsverlaufs zu erreichen, wurde mithilfe des erwähnten Programms der Beginn des Schneidvorgangs von Gewinnungseinrichtung zu Gewinnungseinrichtung in Schritten von 1 Sekunde variiert. Anhand des Maximalwertes und der Standardabweichung konnten die Variationen miteinander verglichen und das Optimum bestimmt werden, was in diesem Fall dem geringsten Maximalwert und der geringsten Standardabweichung des Bedarfsverlaufs entspricht.

Dieser Wert ergibt sich für die hier angenommene Anordnung zu einem nahezu konstanten Wert von 52 l/s oder 3.120 l/min.

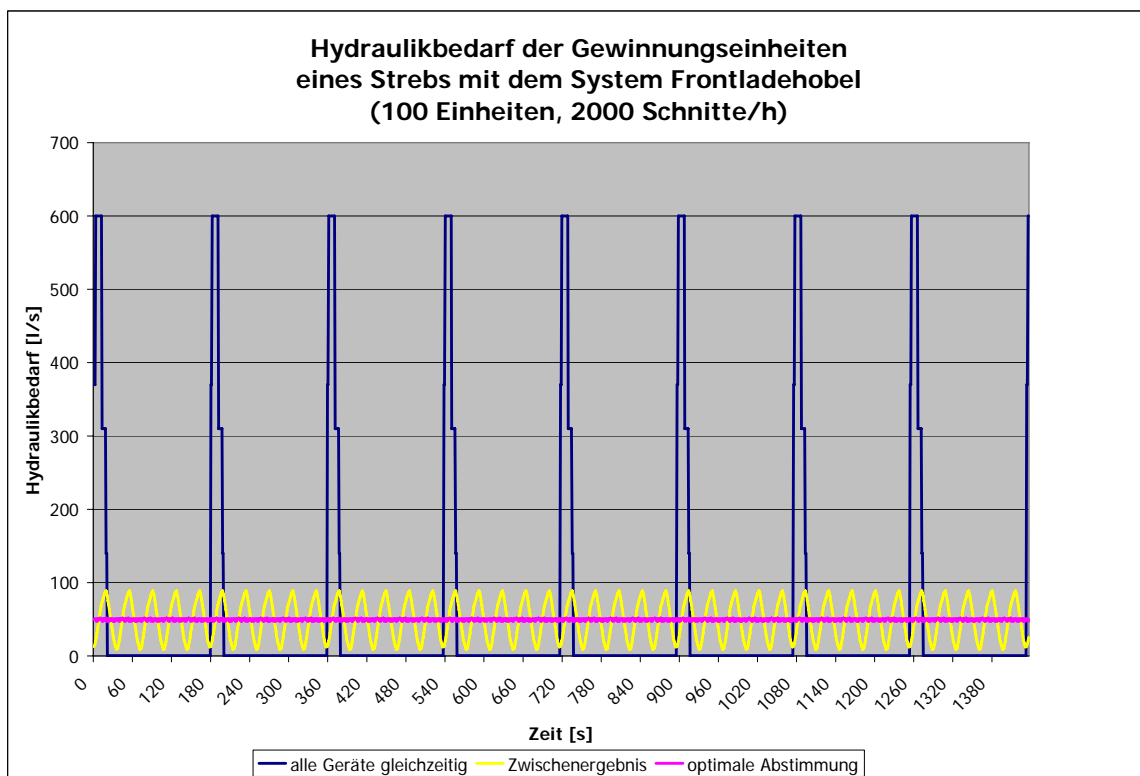


Abbildung 8-4: Hydraulikbedarf der Gewinnungseinheiten eines Strebs mit 100 Einheiten bei 2000 Schnitten pro Stunde

Realisiert werden kann dies steuerungstechnisch dadurch, dass die Gewinnungseinrichtungen den Schneidvorgang um jeweils 2 Sekunden versetzt starten. Ausgehend von diesem gleichmäßigen Volumenstrom kann die Art der Hydraulikversorgung geplant werden.

Wesentlich für die Funktionsfähigkeit eines hydraulischen Systems ist die Verfügbarkeit der geforderten Volumenströme an den Verbrauchern mit einem festgelegten Druck. Die Höhe des Drucks beim Verbraucher wird bestimmt durch die Druckerzeugung der Hydraulikpumpe sowie die Druckverluste zwischen Pumpe und Verbraucher.

Unter der Annahme, dass in den Versorgungsleitungen des Gewinnungssystems eine quasistationäre, inkompressible und turbulente Strömung vorliegt, können die Druckverluste in längenabhängigen Bauteilen mit kreisförmigen Querschnitt nach der folgenden Formel berechnet werden:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{\rho \cdot l \cdot v^2}{2 \cdot d} \quad \text{Formel 5}$$

Mit:

Δp : Druckverlust [Pa]

λ : Rohrreibungszahl

ρ : Dichte der Flüssigkeit [kg/m³]

l : Leitungslänge [m]

v : Strömungsgeschwindigkeit [m/s]

d : lichter Rohrdurchmesser [m]

Der Volumenstrom \dot{V} lässt sich ausdrücken durch die Querschnittsfläche A in m²

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot d^2, \quad \text{Formel 6}$$

sowie der Geschwindigkeit v in m/s:

$$v = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot d^2}, \quad \text{Formel 7}$$

so dass sich der Druckverlust in Pa ergibt zu:

$$\Delta p = \lambda \cdot \dot{V}^2 \frac{8 \cdot \rho}{\pi^2} \cdot \frac{l}{d^5} .$$

Formel 8

Die Rohrreibungszahl ist abhängig von der Reynoldszahl Re sowie dem Verhältnis des Leitungsdurchmessers zur Höhe der Oberflächenrauigkeiten d/k.

Die Reynoldszahl wiederum ergibt sich aus der Strömungsgeschwindigkeit, dem Rohrdurchmesser und der kinematischen Viskosität nach folgender Formel:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} .$$

Formel 9

Die Eigenschaften von Hydraulikflüssigkeiten ebenso wie die von Rohrleitungen für Hydrauliksysteme unter Tage sollen in dieser Arbeit nicht weiter betrachtet werden. Nach Langefeld /8/ liegen Rohrreibungszahlen für Leitungen der Strebhydraulik im Bereich zwischen 0,031 bis 0,4575, je nach Durchmesser und Zustand der Leitung. Die Werte sind der folgenden Tabelle 8-2 zu entnehmen.

Zustand der Rohrleitung	Rauigkeit k [mm]	Rohrreibungszahl λ für DN 40 [10 ⁻³]	Rohrreibungszahl λ für DN 60 [10 ⁻³]
neu	0,20	31,00	28,00
gebraucht	0,60	44,00	38,40
alt	1,00	53,25	45,75

Tabelle 8-2: Rohrreibungszahlen für Rohre DN 40 und DN 60 bei unterschiedlichen Rauigkeiten /8/

Bei Verwendung einer DN 60 Leitung zur Verbindung von Pumpe und Gewinnungsbetrieb ergibt sich demnach ein Druckverlust von 99 bar je 100 m Leitungslänge. Druckverluste in dieser Größenordnung sind untragbar, daher wird zur Bewältigung des hier benötigten Volumenstroms auf Leitungen mit größerem Durchmesser zurückgegriffen.

In Abbildung 8-5 ist der Druckverlust auf 100 m Leitungslänge bei einem Volumenstrom von 3000 l/min für gängige Rohrdurchmesser von 50 – 100 mm dargestellt unter der Annahme einer Rohrreibungszahl von 0,038.

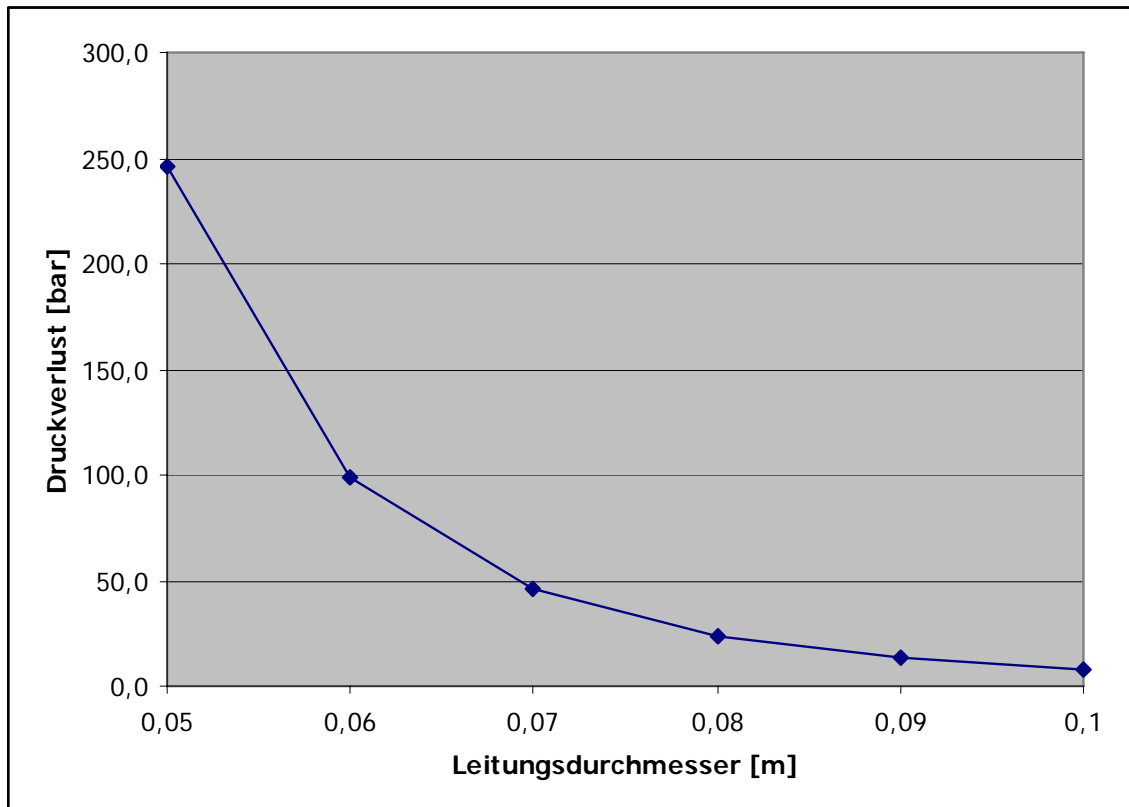


Abbildung 8-5: Druckverlust in Rohrleitungen je 100 m Leitungslänge, $\lambda = 0,038$

Die Abbildung verdeutlicht, dass selbst bei der Verwendung einer DN 100 Leitung derart hohe Druckverluste auftreten, dass die Versorgung eines Gewinnungsbetriebs mit Frontladehobeln über eine ortsfeste Pumpenstation auszuschließen ist. Aufgrund der Druckverluste in der Vorlaufleitung zum Streb würde dort kein ausreichender Druck mehr zu Verfügung stehen. Die Versorgung des Gewinnungsbetriebs wird daher über eine ortsbewegliche Station erfolgen müssen, die möglichst nah am Gewinnungsbetrieb platziert ist und diesem mit dem Abbaufortschritt folgt.

Innerhalb des Gewinnungsbetriebs bestehen mehrere Möglichkeiten der Weiterleitung der Hydraulikflüssigkeit an die Verbraucher.

- Verschlauchung von Gerät zu Gerät, dabei zusätzlich eine am Förderer verlegte Schlauch- oder Rohrleitung
- Verschlauchung von Gerät zu Gerät, dabei zusätzlich eine am Förderer verlegte Schlauch- oder Rohrleitung und Stichleitungen, welche die Girlande mit der Fördererleitung verbinden
- Jedes Gerät oder eine Gruppe von Geräten ist über eine Stichleitung mit der Fördererleitung verbunden

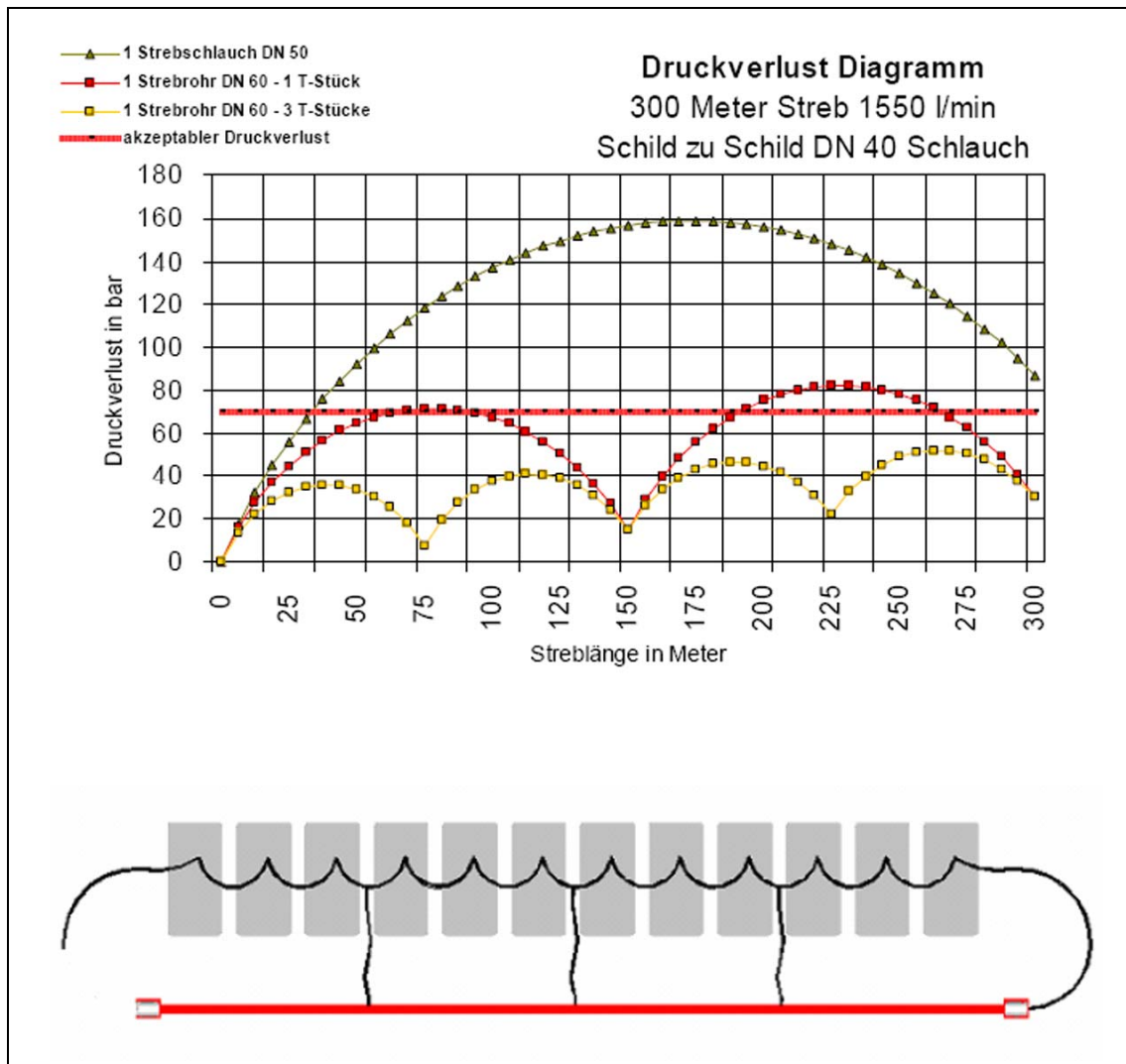


Abbildung 8-6: Verringerung von Druckverluste in einem Strebhydrauliksystem
/9/

Abbildung 8-6 verdeutlicht, in welchem Umfang der Druckverlust in der Versorgung des Ausbaus in einem Strebbetrieb durch den Einsatz einer Strebrohrleitung mit Stichleitungen zu der girlandenartigen Schild-zu-Schild-Verschlauchung reduziert werden kann. Aufgrund des für den vorliegenden Anwendungsfall des Frontladehobels enorm hohen Volumenstroms von über 3.000 l/min erscheint daher eine möglichst direkte Verbindung der Gewinnungsgeräte mit der Strebrohrleitung über Stichleitungen sinnvoll. Praktisch lässt sich dies so ausführen, dass jeweils zwischen zwei Rohrschüssen der Fördererleitung ein Zwischenstück eingefügt wird, an dem eine sich verzweigende Stichleitung angeschlossen ist, die zwei Gewinnungsgeräte versorgt, wie in Abbildung 8-7 schematisch dargestellt.

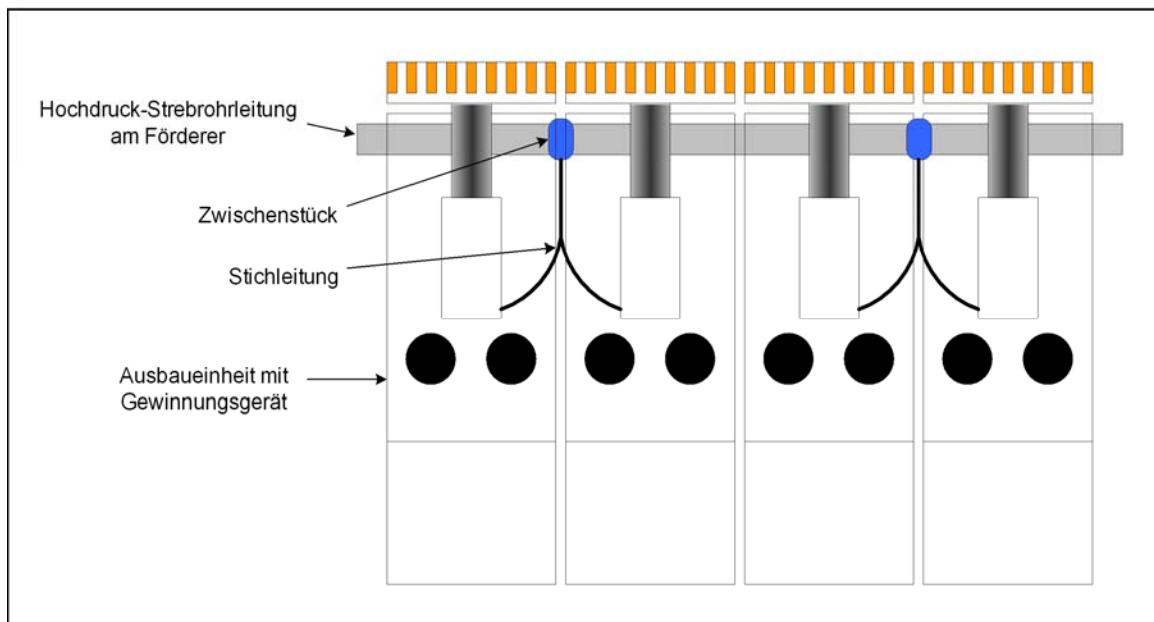


Abbildung 8-7: Aufbau der hydraulischen Versorgung im Gewinnungsbetrieb

8.2 Steuerung und Automatisierbarkeit

Das Gewinnungs- und Ausbausystem Frontladehobel, so wie es in der Offenlegungsschrift beschrieben wurde, verfolgt den Ansatz eines möglichst einfachen Aufbaus ohne die Notwendigkeit einer komplizierten Steuerung.

Tatsächlich sind jedoch etliche Vorgänge am Gewinnungsgerät und dem Ausbau zu steuern und zu koordinieren. Darüber hinaus ist nicht nur jede Gewinnungs- und Ausbaueinheit für sich zu steuern, insbesondere aus dem Verbund von mehreren Geräten entsteht ein zusätzlicher Überwachungs- und Steuerungsbedarf.

8.2.1 Steuerung der Gewinnungsgeräte in Abhängigkeit von Ausbau und Förderer

Zur Steuerung und dem automatischen Ablauf der verschiedenen Schritte des Schneidvorgangs ist eine entsprechende Steuerung erforderlich, welche die notwendigen Informationen von unterschiedlichen Sensoren innerhalb des Gewinnungsgerätes und des zugeordneten Ausbaus bezieht. Die Aufgaben der Steuerung sind:

- Durchführen des Schneidvorgangs einschließlich Zurückschwenkens in die Ausgangsposition
- Einhalten der vorgegebenen Abbaumächtigkeit
- Tauchen, Klettern oder Halten des Gewinnungshorizontes
- Definierter Vorschub des Gewinnungsgeräts
- Definierter Vorschub des Förderers

- Rücken der Ausbaueinheit
- Verhindern von Kollisionen zwischen Schneideinrichtung und Förderer
- Erkennen von Blockierungen, ggf. Nachschneiden mit geringerer Schnitttiefe

Die notwendige Ausstattung mit Sensoren ist in Abbildung 8-8 dargestellt. In heutigen Gewinnungsbetrieben ist die Wegmessung im Schreitzyylinder des Ausbaus bereits Standard. Darüber hinaus ist eine Wegmessung in einem der beiden Steuerzyylinder erforderlich, um eine bestimmte Abbaumächtigkeit einzuhalten, bzw. die Gewinnung an wechselnde Flözmächtigkeiten anzupassen.

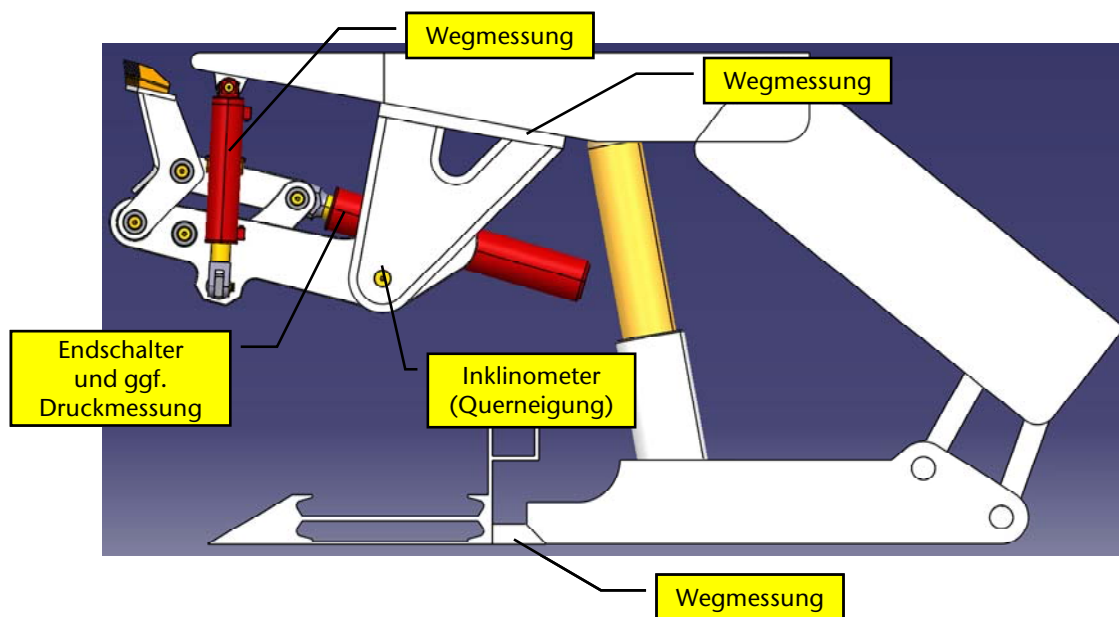


Abbildung 8-8: Notwendige Sensorausstattung des Gewinnungsgeräts

Grundsätzlich wäre auch eine Wegmessung im Arbeitszylinder vorteilhaft, da derartige Zylinder jedoch relativ teuer sind, kann statt dessen ein Schalter verwendet werden, der bei Erreichen der Endlage einen Kontakt schließt und so den Abschluss der Schneidbewegung bzw. das vollständige Rückschwenken in die Ausgangsstellung anzeigt.

Zwischen Vorschubeinrichtung und Kappe ist ebenfalls eine Wegmessung erforderlich, um eine definierte Schnitttiefe einstellen zu können. Das Ablaufschema des Schneidvorgangs einer Gewinnungseinrichtung ist in Abbildung 8-9 dargestellt.

Von Bedeutung ist auch die Querneigung der Gewinnungsgeräte, darauf wird unter 8.2.2 eingegangen.

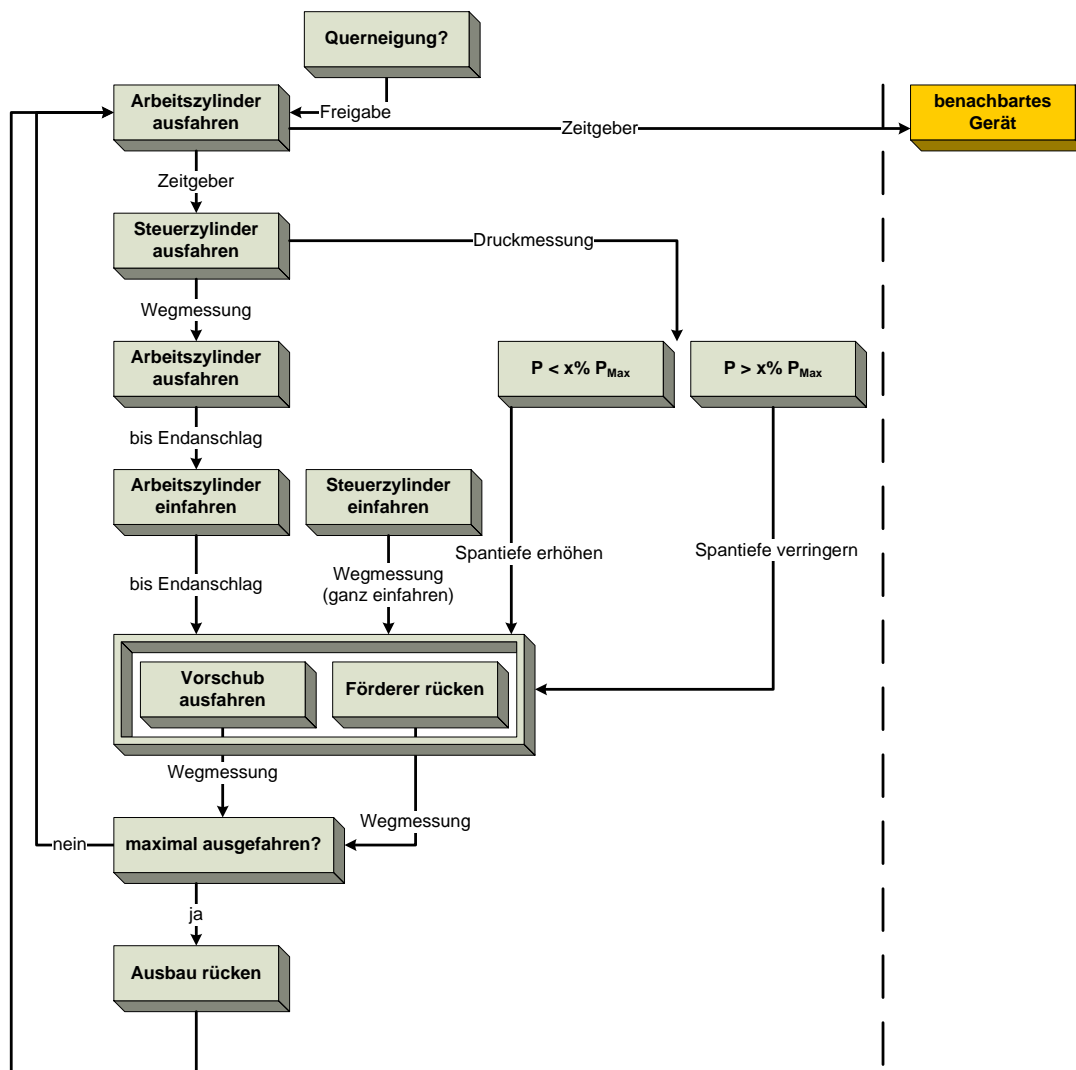


Abbildung 8-9: Ablaufschema eines Schneidvorgangs

Die im oberen Drittel der Abbildung 8-9 erwähnte Druckmessung ist eine Möglichkeit, den Wirkungsgrad des Gewinnungsgeräts zu erhöhen. Da bei jedem Schneidvorgang ein fixes Volumen an Hydraulikflüssigkeit benötigt wird, muss angestrebt werden, mit jedem Schneidvorgang eine möglichst große Schnitttiefe zu erreichen.

Über eine Druckmessung im Arbeitszylinder oder den Steuerzylindern beim Schneiden kann festgestellt werden, wie stark diese ausgelastet sind. Liegt der maximale Druck, der während eines Schneidvorgangs gemessen wird, unterhalb eines Grenzwertes x , so kann die Spanvorgabe für den nächsten Schnitt vergrößert werden. Liegt der maximale Druck während eines Schneidvorgangs oberhalb des Grenzwertes x , so kann die Spanvorgabe für den nächsten Schnitt verkleinert werden, um einem Blockieren vorzubeugen.

Prinzipiell muss zur Einhaltung einer bestimmten Abbaumächtigkeit der bankrechte Abstand zwischen Kappe und Sohle genau bekannt sein. Derartige Messsysteme, die aufgrund von Inklinometermessungen an Kufe, Bruchschild und Kappe diesen Abstand bestimmen können sind jedoch erst in der Entwicklung. Es muss daher bis zur Verfügbarkeit eines solchen Systems zunächst mit einer fest eingestellten Abbaumächtigkeit gearbeitet werden. Probleme ergeben sich dann, wenn sich etwa die Flözmächtigkeit ändert oder der Abstand Kappe-Sohle aus anderen Gründen variiert, z.B. Hangendausbrüche, Liegendstufen oder Bergepolster auf den Kappen.

Aufgrund dieser Ereignisse, die im Gewinnungsbetrieb regelmäßig auftreten, wird es unweigerlich zu einem über- oder unterschneiden der Sohle kommen. Wenn dies nicht rechtzeitig erkannt und entsprechend gegengesteuert wird, kann ein Ausweichen aus dem Gewinnungshorizont die Folge sein. Regelmäßige Begehungen des Betriebs sind daher unbedingt erforderlich, solange bis eine zuverlässige und betriebsreife Lösung zur Messung des Abstands zwischen Kappe und Sohle verfügbar sind.

8.2.2 Zusammenspiel der Gewinnungsgeräte untereinander

Aufgrund der räumlichen Nähe, in welcher die Gewinnungsgeräte platziert sind und arbeiten, ist eine genaue Koordination wesentlich, um einen reibungslosen Ablauf zu erreichen und insbesondere Kollisionen von benachbarten Geräten zu vermeiden.

Während alle Geräte eines Gewinnungsbetriebs parallel ausgerichtet auf einer Ebene stehen, sind keine Kollisionen zu befürchten, die tatsächliche Situation unter Tage stellt sich jedoch anders dar. In Abbildung 8-10 ist für einen Streb mit Schildausbau dargestellt, welche Auswirkungen eine Schiefstellung der Sohle in Abbaurichtung und auch quer dazu, auf die Ausbaueinheiten hat.

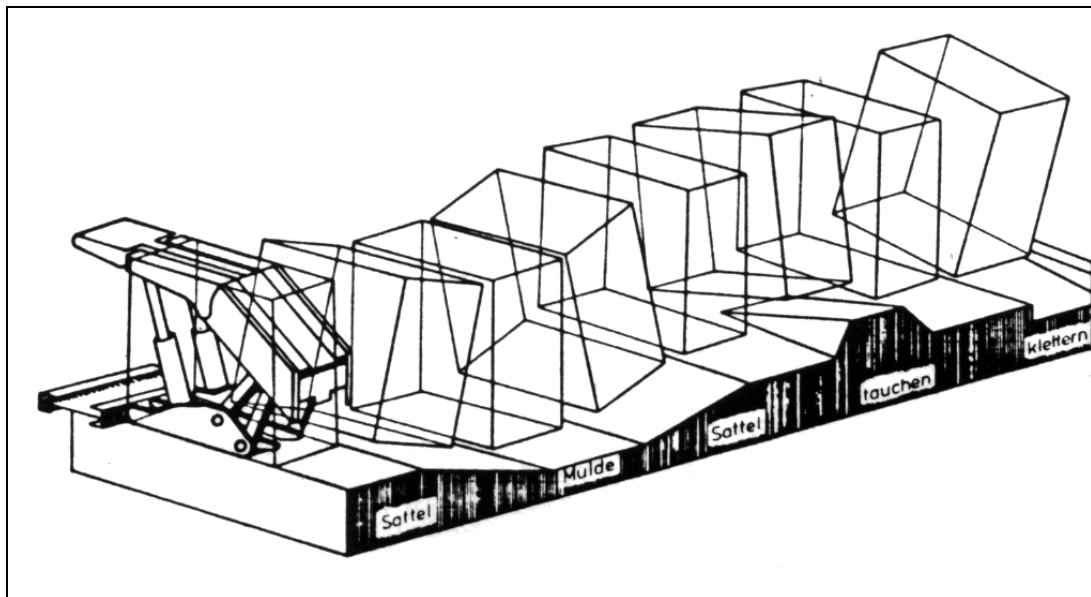


Abbildung 8-10: Raumgebilde Streb /12/

Beim Durchfahren von Mulden neigen sich die Ausbaueinheiten am Hangenden zueinander, während sie am Liegenden auseinanderklaffen. Beim Überfahren von Sätteln geschieht das Gleiche mit entgegengesetzter Neigung. Wären die Ausbaueinheiten mit Gewinnungsgeräten kombiniert, bestünde einerseits Kollisionsgefahr. Andererseits blieben dort, wo die Baue sich auseinander neigen, Kohlerippen stehen, die insbesondere das Rücken des Förderers behindern würden. Zur Vermeidung dieser Gefahren ist eine maschinen- oder verfahrenstechnische Lösung vorzusehen.

Generell ist es notwendig, das mindestens jede zweite, besser noch jedes einzelne Gewinnungsgerät, einen Schnitt durchführt, der breiter ist als die zugeordnete Ausbaueinheit. Dadurch kommt es zu einer Überdeckung der Schnitte von benachbarten Gewinnungseinrichtungen, was eine vollflächige Bearbeitung des Abbaustoffes bedeutet und die Bildung von Rippen verhindert.

Maschinentechnisch ließe sich dies durch bewegliche, seitlich angeordnete Meißel erreichen. Diese Meißel klappen bei der Schneidbewegung aus und verbreitern dadurch die Schneide, während sie beim Zurückschwenken und in neutraler Position der Schneide eingeklappt werden, um Platz für die benachbarte Schneide zu machen. Dieser Ablauf ist in der Abbildung 8-11 schematisch dargestellt.

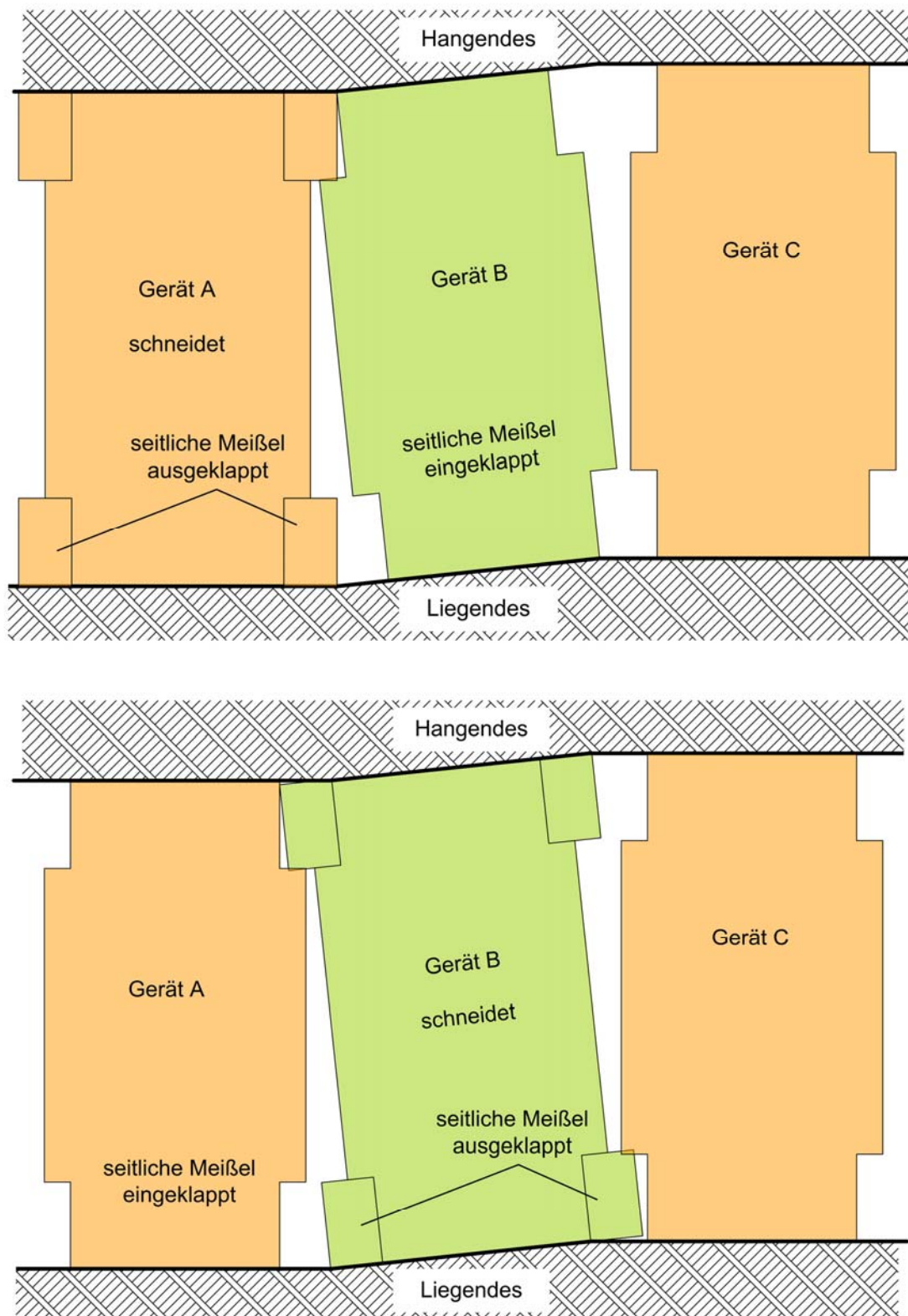


Abbildung 8-11: Kollisionsvermeidung durch einklappende Meißel, Schritt 1 (oben), Schritt 2 (unten)

Konstruktiv und steuerungstechnisch wäre eine solche Lösung sehr aufwendig und filigran. Dementsprechend bietet sich eher eine verfahrenstechnische Variante an.

Verfahrenstechnisch kann eine Überdeckung der Schnitte von benachbarten Geräten erreicht werden, indem jedes zweite Gewinnungsgerät mit einer Schneide versehen wird, die breiter als die zugeordnete Ausbaueinheit ist. Die anderen Gewinnungsgeräte erhalten Schneiden, deren Breite der des zugeordneten Ausbaus entspricht. Dadurch wird eine Überdeckung der Schnitte erreicht, ohne das System konstruktiv aufwendiger zu gestalten.

Damit die breiten und schmalen Gewinnungsgeräte nebeneinander arbeiten können, ist es jedoch notwendig, sie derart zu staffeln, dass alle Geräte mit breiter Schneide um etwa 60 – 70 cm vorgesetzt werden, wie in Abbildung 8-12 dargestellt. Die Gewinnung findet dadurch gewissermaßen „knappweise“ statt.

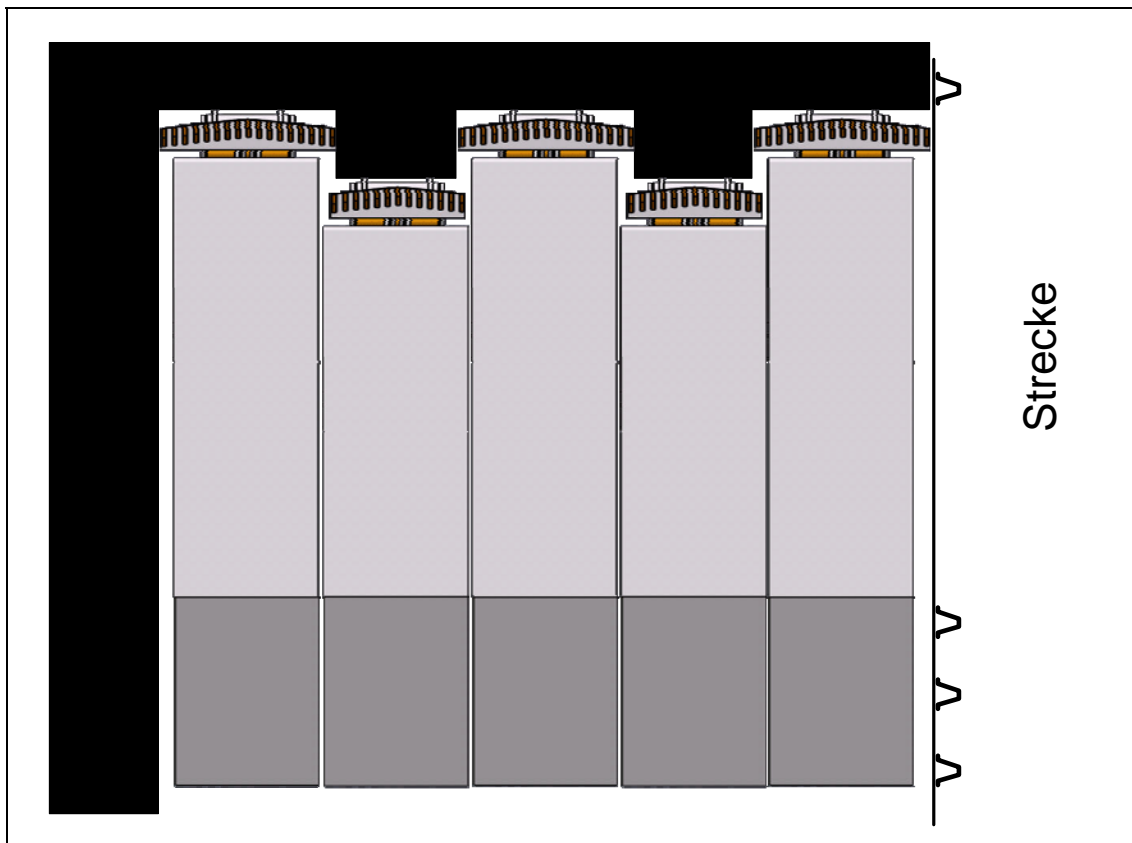


Abbildung 8-12: Staffeln der Gewinnungsgeräte, Draufsicht

Das Fördermittel kann nur geradlinig vor den zurückstehenden Knäppen verlegt werden. Dies hat zwei Konsequenzen: Das von den vorgesetzten Gewinnungsgeräten gelöste Material staut sich zunächst auf und muss durch das Rücken des Fördermittels geladen werden. Weiterhin müssen die Kappen der vorgesetzten Gewinnungsgeräte entsprechend verlängert werden, um den Förderer weit genug zu überragen.

9 Berechnung betrieblicher Parameter

Für Planungszwecke und zur Beurteilung der Wirtschaftlichkeit des Gewinnungssystems ist die Kenntnis der voraussichtlichen Gewinnungsleistung von großer Bedeutung. Die erreichbare Gewinnungsleistung wird daher berechnet, sowie die dazu notwendige hydraulische Leistung.

Eine modular aufgebaute Gewinnungseinrichtung bietet die Möglichkeit, das anstehende Mineral unabhängig voneinander an mehreren Stellen des Gewinnungsbetriebs zu lösen. Hinsichtlich der Beladung des Fördermittels im Gewinnungsbetrieb selbst und auch aller nachgeschalteten Fördermittel können die Gewinnungsgeräte theoretisch derart angesteuert werden, dass der Beladungsverlauf möglichst gleichmäßig wird und keine ausgesprochenen Spitzenwerte aufweist. Die Machbarkeit und Wirksamkeit dieser Maßnahme wird anhand einer entsprechenden Berechnung überprüft.

9.1 Prognose der erreichbaren Gewinnungsleistung

Da es sich bei dem Frontladehobel um ein diskontinuierlich arbeitendes System handelt, ergibt sich die Gewinnungsleistung als Produkt der Mineralmasse, welche durchschnittlich mit einem Schnitt gelöst wird, und der Anzahl der Schnitte pro Zeiteinheit.

Die pro Schnitt gelöste Mineralmasse berechnet sich aus dem Volumen, das von der Schneide bestrichen wird und der Dichte des jeweiligen Minerals. Von Bedeutung ist also zunächst die Fläche, welche von der Schneide bestrichen wird.

Nur in dem Fall, dass der Abstand von Meißeln zum Schwenklager (19) genau der halben Flözmächtigkeit entspricht und sich das Schwenklager in halber Höhe zwischen Hangendem und Liegendem befindet, ist die Schnittform ein Halbkreis. Da zur Anpassung an verschiedene Abbaumächtigkeiten aber eine Höhenverstellung in Form eines beweglichen Hobelträgers notwendig ist, ergibt sich das Schnittprofil aus der Kombination von Kreisbögen, wie in Abbildung 9-1 dargestellt.

Die Vorschubeinrichtung versetzt den Ansatzpunkt jedes Schnittes gegenüber dem vorherigen um einen definierten Betrag in Abbaurichtung. Dadurch entstehen sichelförmige Flächen, wie ebenfalls die Abbildung 9-1 zeigt. Die Größe dieser Fläche, multipliziert mit der Breite der Schneide und der Dichte des anstehenden Minerals, ergibt die gesuchte Mineralmasse.

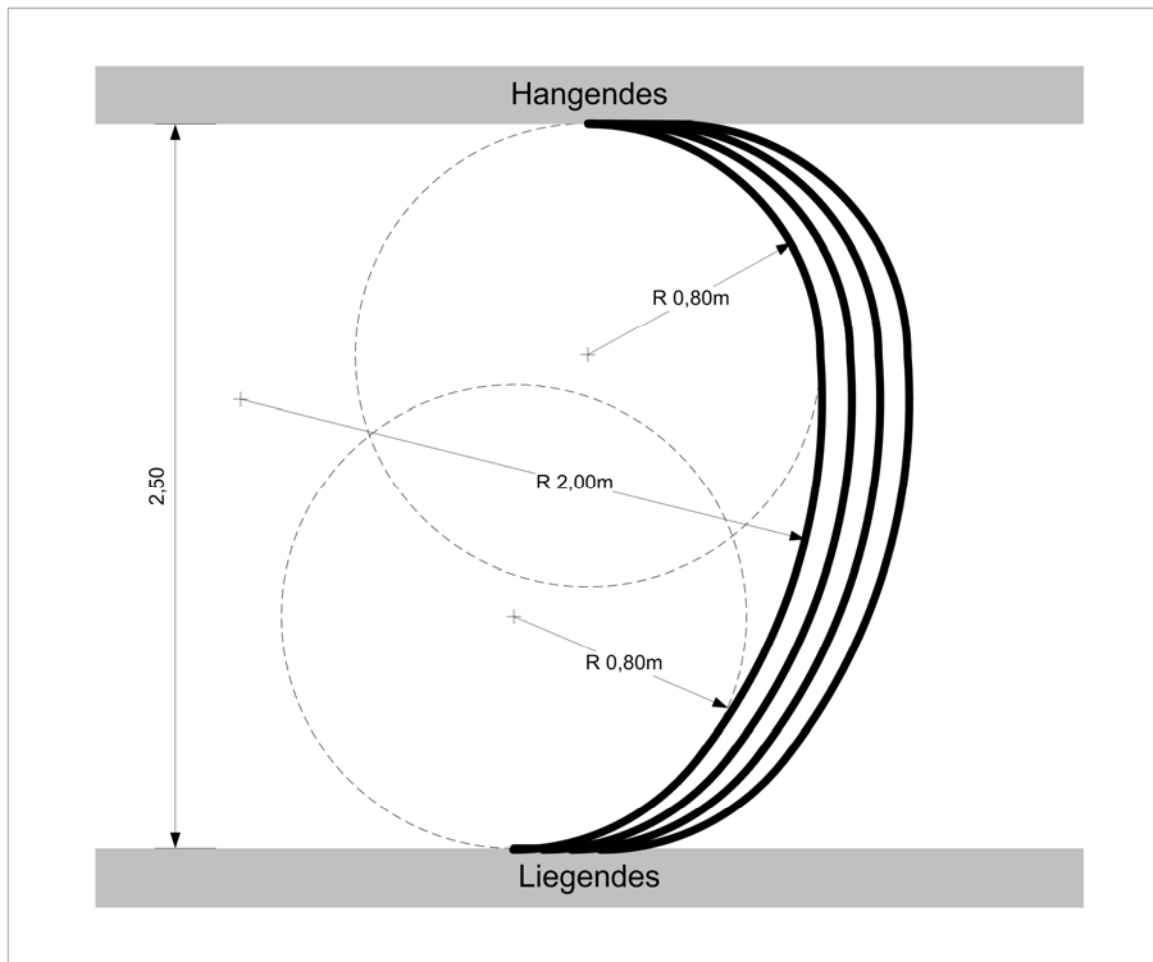


Abbildung 9-1: Schnittprofil als Kombination von Kreisbögen

Entsprechend der Maße des Entwurfs unter Kapitel 7.1.4 berechnet sich die gelöste Masse pro Schnitt für verschiedene Schnitttiefen und Mächtigkeiten wie in Tabelle 9-1 dargestellt. Die Breite der Schneide wird mit 1, 5 m angenommen, die Dichte des Minerals mit 1.500 kg/m³.

Mächtigkeit [m]	Schnitttiefe				
	50mm	100mm	150mm	200mm	250mm
1,6m	288 kg	378 kg	468 kg	558 kg	648 kg
2,0m	230 kg	468 kg	646 kg	918 kg	1121 kg
2,5m	448 kg	578 kg	830 kg	1132 kg	1411 kg

Tabelle 9-1: Gelöste Mineralmasse in Abhängigkeit von Schnitttiefe und Abbaumächtigkeit

Entsprechend der Daten aus Tabelle 8-1 dauert ein Schneidvorgang 22 Sekunden. Bei einer Spantiefe von 100 mm muss nach 5 Schnitten die Ausbaueinheit gerückt werden, was etwa 9 Sekunden in Anspruch nimmt, bevor die Gewinnung fortgesetzt werden kann. Fünf Schnitte sowie das Rücken der Ausbaueinheit nehmen also etwa 2 Minuten in Anspruch, dementsprechend kann ein Gewinnungsgerät rein rechnerisch 150 Schnitte pro Stunde durchführen und dabei je nach Abbaumächtigkeit bis zu 86,7 t Mineral lösen und laden.

Wird ein Gesamtwirkungsgrad des Betriebes von 50 % angenommen und eine tägliche Belegung von 12 Stunden, so produziert jede Einheit etwa 520 t/d bei einem Abbaufortschritt von 90 m.

Die Gesamtleistung des Betriebes ergibt sich aus der Summe der Einzelleistungen, daher kann ein Strebbetrieb mit 20 Einheiten und einer Streblänge von nur 30 m theoretisch eine tägliche Rohförderung von etwa 10.000 t leisten, was einem modernen Hochleistungs-Hobelbetrieb entspricht /7/.

Zu berücksichtigen ist dabei jedoch, dass zum Erreichen dieser Leistung 2.890 Schnitte pro Stunde durchgeführt werden müssen, was einen Hydraulikbedarf von etwa 4.500 l/min erforderlich macht. Derartige Pumpraten sind weder technisch noch wirtschaftlich realisierbar. Als Obergrenze können etwa 1500 l/min angesehen werden, was 1000 Schnitte pro Stunde ermöglicht, entsprechend 578 t/h Rohförderung.

9.2 Vergleichmäßigung des Förderstroms durch Anpassung der Arbeitsreihenfolge der Gewinnungsgeräte

Grundlage der Berechnung sind die in Tabelle 8-1 definierten Vorgänge, wobei davon ausgegangen wird, dass das beim Schneidvorgang gelöste Material während der letzten 4 Sekunden des insgesamt 12 Sekunden dauernden Vorgangs auf den Förderer geladen wird.

Die Simulation des Beladungsverlaufs erfolgte mit einem Visual-Basic-Programm, das eigens zu diesem Zweck erstellt wurde.

Unter der Annahme, dass in einem langfrontartigen Betrieb 100 Gewinnungseinrichtungen platziert sind und pro Stunde insgesamt 2000 Schneidvorgänge durchführen, wurde der Beginn des Schneidvorgangs von Gewinnungseinrichtung zu Gewinnungseinrichtung in Schritten von 1 Sekunde variiert. Die Abbildung 9-2 zeigt zwei Beispiele für den sich ergebenden Beladungsverlauf. Im günstigsten Fall stellt sich bei einer Zeitdifferenz der Gewinnungssequenzen von 3 Sekunden eine dreifache Überdeckung auf dem Fördermittel ein. Dem gegenüber ergibt sich bei einer Zeitdifferenz der Gewinnungssequenzen von 9 Sekunden beispielsweise eine sechsfache Überdeckung, verbunden mit einem stark schwankenden Verlauf der Fördererbeladung.

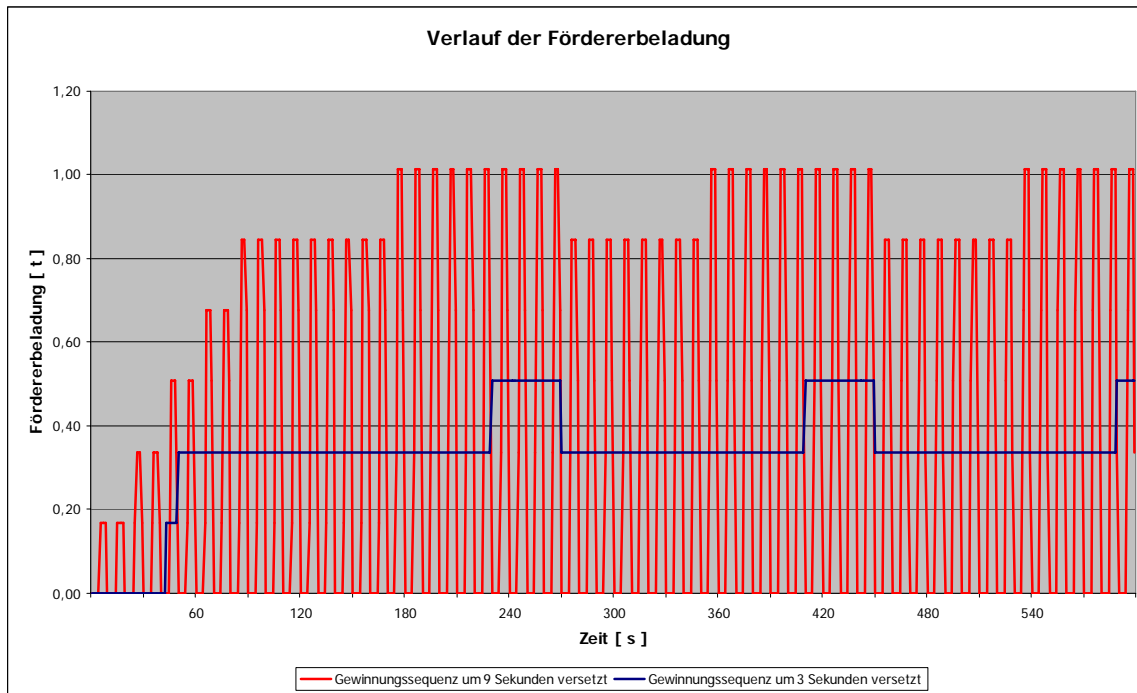


Abbildung 9-2: Verlauf der Fördererbeladung in einem Strebbetrieb

Für die in Kapitel 8.1 bestimmte, hinsichtlich des Verlaufs des Hydraulikbedarfs günstige Staffelung der Gewinnungssequenzen, stellt sich die Fördererbeladung wie in Abbildung 9-3 gezeigt dar.

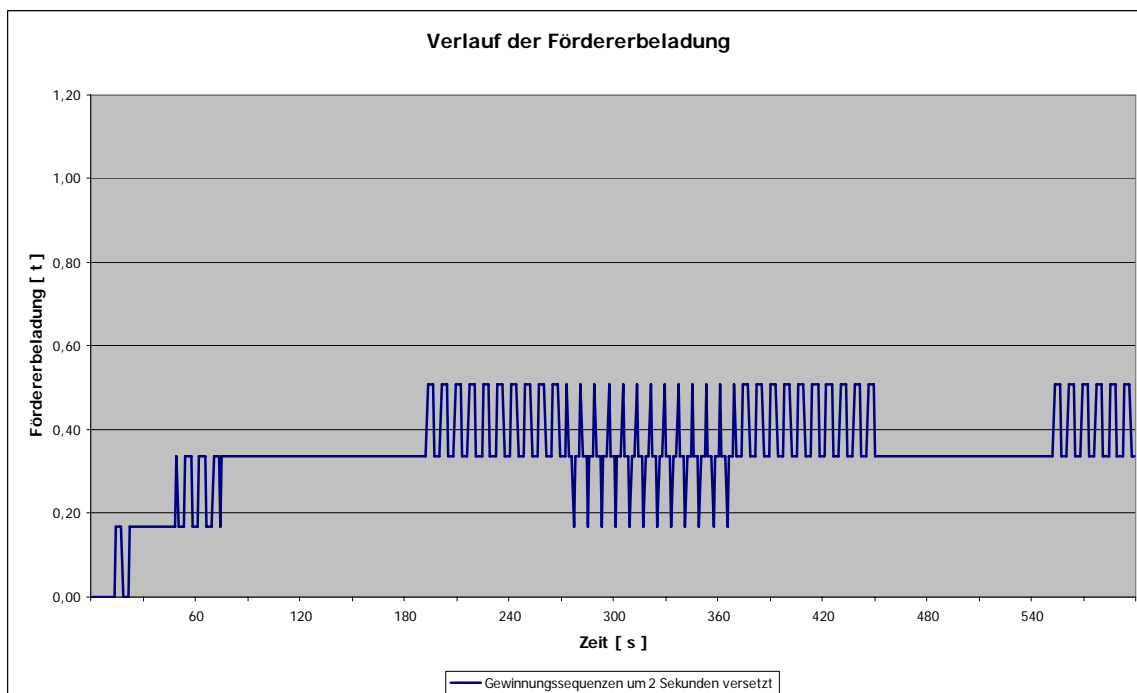


Abbildung 9-3: Verlauf der Fördererbeladung bei Abstimmung auf den Verlauf des Hydraulikbedarfs

Es zeigt sich ein stark schwankender Verlauf der Fördererbeladung. Die maximale Beladung ergibt sich aus einer dreifachen Überdeckung, d.h. in Teilbereichen des Förderers werden von den Gewinnungsgeräten 3 Lagen gelösten Minerals aufeinander geladen. Die gewünschte Vergleichmäßigung des Förderstroms stellt sich damit bei Berücksichtigung des Hydraulikbedarfs nicht ein. Umgekehrt würde die Umsetzung einer gleichmäßigen Fördererbeladung wie in Abbildung 9-2 dargestellt, zu einem wesentlich ungünstigeren Verlauf des Hydraulikbedarfs führen.

Die Vergleichmäßigung des Förderstroms stellt also eine konkurrierende Zielbeziehung zur Vergleichmäßigung des Hydraulikbedarfs dar. Welcher der beiden Maßnahmen Priorität einzuräumen ist, hängt von einer Reihe betrieblicher Gegebenheiten ab, wie z.B. der Leistungsfähigkeit der Hydraulikversorgung oder der Länge des Förderwegs vom Gewinnungsbetrieb nach über Tage und wäre im Einzelfall abzuklären.

10 Ergebnisse der Neuentwicklung

Die durchgeführten Untersuchungen bestätigen im Wesentlichen die Machbarkeit eines Gewinnungssystems entsprechend des in Kapitel 2 dargestellten Entwurfs.

Dies betrifft zunächst die mechanische Konstruktion und den Schneidvorgang. Anhand der Schneidversuche konnten die Funktionsfähigkeit des Gewinnungsgeräts bestätigt und Anhaltspunkte für die Leistungsfähigkeit ermittelt werden.

Die Auslegung des hydraulischen Systems, verbunden mit der Prognose der erreichbaren Gewinnungsleistung, zeigt jedoch einen erheblichen Bedarf an hydraulischer Leistung. Bereits vergleichsweise geringe Gewinnungsleistungen von etwa $580 \text{ t/h}_{\text{roh}}$ machen Pumpraten von mindestens 1500 l/h alleine für den Betrieb der Gewinnungsgeräte erforderlich. Pumpraten in diesem Bereich entsprechen dem Bedarf moderner Hochleistungs-Abbaubetrieb, sind also an der Grenze dessen, was technisch-betrieblich momentan überhaupt möglich ist.

Eine Verwendung des Frontladehobels als alleiniges Gewinnungssystem in einem Streb ist vor diesem Hintergrund als nicht sinnvoll einzustufen.

Die verfügbare hydraulische Leistung ist limitierend für das Gesamtsystem, sie begrenzt die Anzahl der Schnitte, die pro Zeiteinheit möglich sind. Dies hat zwei Konsequenzen: Da pro Schnitt ein fixes Volumen an Hydraulikflüssigkeit benötigt wird, muss jeder Schnitt im Sinne eines hohen Gesamtwirkungsgrads mit möglichst großer Schnitttiefe durchgeführt werden. Unter Kapitel 8.2.1 wird eine Möglichkeit vorgeschlagen, wie die Schnitttiefen automatisch an die Härte des Minerals angepasst werden können. Weiterhin verringert sich die Auslastung der einzelnen Gewinnungsgeräte mit zunehmender Anzahl, da sich immer längere Pausenzeiten ergeben. Um eine sinnvolle Auslastung der Gewinnungsgeräte zu erreichen, sollten nicht mehr als maximal 20 Einheiten in einem Betrieb zusammengefasst werden. Damit scheiden Kurzstreben als Anwendungsmöglichkeit praktisch aus, während eine Anwendung zur Pfeilerrückgewinnung mit dieser Anzahl von Einheiten denkbar ist.

Die Konstruktion des Gewinnungsgeräts stellt sich aufwendiger dar, als ursprünglich angenommen, ebenso die Automatisierung des Systems, was allein aus der Anzahl der notwendigen Sensoren deutlich wird. Für die Erfassung des vertikalen Abstands von Kappe zu Liegendem, dessen Messung für einen automatischen Betrieb erforderlich wäre, sind entsprechende Messsysteme erst in der Entwicklung. Eine vollständige Automation ist vor diesem Hintergrund derzeit nicht möglich.

Als Anwendung bieten sich daher insbesondere Bereiche an, in denen Bedien- und Überwachungspersonal aufgrund anderer Erfordernisse ohnehin anwesend ist, wie beim Streckenvortrieb oder im Strebrandbereich.

Wird der Frontladehobel zum Streckenvortrieb eingesetzt, hat er das Potential zu sehr hohen Vortriebsleistungen, wie die Prognose der Gewinnungsleistung in Kapitel 9.1

zeigt. Aufgrund des hohen Abbaufortschritts heutiger Hochleistungs-Strebbetriebe besteht ein starkes Interesse an Systemen zur schnellen Streckenauffahrung. Dieser Anwendungsfall ist daher Erfolg versprechend.

Für den Anwendungsfall Strebrandbereich, dargestellt in Kapitel 4.1.5 eröffnet das neue System die Möglichkeit, Antriebe im Kopfstreckenbereich in den Streb zu verlegen und ein Öffnen des Streckenausbaus zu vermeiden. Die Vermeidung von manueller Arbeit beim Ausbauen des Strebrandbereichs ist ein weiteres Argument für diese Art der Anwendung. Insbesondere liegt der Vorteil des Systems Frontladehobel aber in der Steigerung der Produktivität von Walzenlader oder Hobel. Hier zeichnet sich ein deutliches Potential ab. Am Beispiel des Bergwerks Ulan in Australien konnte berechnet werden, dass durch den Einsatz des Frontladehobels im Strebrandbereich eine Steigerung der jährlichen Produktion um fast 1 Million Tonnen möglich ist.

11 Zusammenfassung und Ausblick

Ziel dieser Arbeit war es, ein neuartiges, modular aufgebautes Gewinnungs- und Ausbausystem für den untertägigen Bergbau sowohl hinsichtlich seiner Anwendungsmöglichkeiten, als auch in Bezug auf seine Konstruktion hin zu untersuchen.

Grundlage der Untersuchung war der Entwurf einer Abbaueinrichtung für den Untertagebergbau, die von den Herren F. Kleinböhrer und Hans Jürgen Mentrup erdacht und von der Westfalia Becorit Industrietechnik GmbH im Jahr 1983 beim Deutschen Patentamt angemeldet wurde.

Diesem Entwurf lag die Überlegung zugrunde, durch die Gewinnung an mehreren Stellen eines langfrontartigen Gewinnungsbetriebs eine hohe Gesamtleistung als Summe der einzelnen Gewinnungsleistungen zu realisieren und darüber hinaus ein System zu schaffen, das eine höhere Flexibilität besitzt, als bestehende Strebsysteme.

Das vorgeschlagene System sieht eine Gewinnungseinrichtung vor, die mit einem hydraulischen Schreitausbaugestell zu einer funktionalen Einheit verbunden ist und die den Abbaustoß mit einer kreis- oder bogenförmigen Schneidbewegung erfasst und schälend gewinnt. Aufgrund der Anordnung der Gewinnungseinrichtung zum Abbaustoß und der Art des Schneidvorgangs wird dieses System als Frontladehobel bezeichnet.

Bezüglich der Anwendungsmöglichkeiten wurden die Auffahrung von Flözstrecken, der Rückbau von Pfeilern, der Abbau von Restflächen, die Gewinnung von steil stehenden Flözen und der Einsatz als Strebrandmaschine betrachtet und für einige Länder eine Abschätzung des Marktpotentials vorgenommen.

Als Ergebnis dieser Untersuchung ergab sich eine gute Eignung des Frontladehobels für diese Anwendungen sowie ein Marktpotential, das die Weiterentwicklung des Systems rechtfertigt.

Zur Untersuchung der generellen Machbarkeit des geplanten Geräts und einer Abschätzung der realisierbaren Schnitttiefen wurde im Prüf- und Testzentrum der DBT GmbH in Lünen ein Versuchsgerät aufgebaut und an einem künstlichen Abbaustoß Schneidversuche mit unterschiedlichen Schnitttiefen durchgeführt. Die Versuche ergaben, das Schnitttiefen von 80 mm problemlos möglich sind. Weiterhin zeigten sich in der Konstruktion des Versuchsgeräts verschiedene Ansätze zur Verbesserung, welche in die Weiterentwicklung des Entwurfs einbezogen wurden.

Ausgehend von dem ursprünglichen Entwurf wurden verschiedene Aspekte des Entwurfs näher untersucht, darunter der Einfluss der Schneidrichtung, die Ausführung einer geeigneten Vorschubeinrichtung sowie des Schwenkantriebs.

Der Schwenkantrieb stellt das Kernstück des Gewinnungsgeräts dar, daher wurde dieser Punkt besonders detailliert betrachtet. Die Kinematik des ursprünglichen

Entwurfs, an der sich auch die Konstruktion des Versuchsgeräts orientierte, erlaubte nur einen Schwenkbereich von 130° . Unter anderem haben die Schneidversuche jedoch gezeigt, dass für eine zuverlässige Funktion ein Schwenkbereich von mindestens 180° notwendig ist. Daher wurde anhand einer vergleichenden Betrachtung von Getrieben an Bau- und Erdbewegungsmaschinen eine Vorauswahl eines Getriebes getroffen und dieses dann weiter untersucht.

Zur Optimierung des Getriebes wurde für 3 Versionen eines sechsgliedrigen Koppelgetriebes ein Modell erstellt und die auftretenden Kräfte beim simulierten Schneidvorgang mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode berechnet. Durch systematische Variation der Position von Gelenkpunkten wurde jedes Getriebe hinsichtlich des vorgesehenen Anwendungsfalls unter Berücksichtigung von räumlichen Rahmenbedingungen optimiert. Als Ergebnis dieser Optimierung stellte sich ein sechsgliedriges, so genanntes Doppelgelenk-Getriebe als die am besten geeignete Möglichkeit zur Kraftübertragung und zum Erreichen eines Schwenkwinkels von 210° heraus.

Aufgrund der bis zu diesem Punkt getätigten Untersuchungen wurde mit Hilfe von 3D-CAD Software ein Modell der Gewinnungseinrichtung erstellt, welches eine vollständige Simulation aller Arbeitsabläufe erlaubt und die konstruktive Machbarkeit des Gerätes bestätigte.

Da das Gewinnungsgerät mit einem Ausbaugestell eine funktionale Einheit bildet, wurden verschiedene Konzepte für den Ausbau entwickelt. Gegenüber einem Ausbau wie er in Walzenlader- oder Hobelbetrieben eingesetzt wird, kann der neue Ausbau einfacher und leichter aufgebaut sein und daher günstiger in der Herstellung.

Zum Antrieb der Gewinnungseinrichtung wurde eine Hydraulik ausgewählt, daher musste der Bedarf an hydraulischer Leistung berechnet und aufgrund des erheblichen Leistungsbedarfs eine Optimierung vorgenommen werden. Zu diesem Zweck wurde ein Visual Basic-Programm erstellt, das den Startzeitpunkt der Gewinnungssequenzen variiert und den Verlauf des hydraulischen Leistungsbedarfs darstellt. Anhand von Maximalwert und Standardabweichung konnte aus den berechneten Varianten diejenige bestimmt werden, die den niedrigsten und gleichmäßigsten Verlauf des hydraulischen Bedarfs ermöglicht und damit die erforderliche installierte Pumpenkapazität minimiert.

Da die Gewinnung an mehreren Stellen eines Abbaubetriebs stattfindet, ist auch die sich daraus ergebende Beladung der Fördermittel von Bedeutung. Zur Berechnung und Darstellung der Fördererbeladung wurde ebenfalls ein Visual Basic-Programm benutzt und verschiedene Varianten berechnet. Bei Anwendung der hinsichtlich des Hydraulikbedarfs optimalen Sequenz stellt sich aber eine Fördererbeladung ein, die relativ starke Schwankungen aufweist und einen Maximalwert, der sich aus einer bis zu dreifachen Überdeckung des gelösten Materials auf dem Förderer einstellt. Inwie-

fern ein möglichst gleichmäßiger Verlauf entweder von Hydraulikbedarf oder Fördererbeladung vorteilhafter ist, muss gegebenenfalls noch untersucht werden.

Im Hinblick auf einen automatischen Ablauf eines Betriebes mit Frontladehobeln wurde die Steuerung und Automatisierbarkeit untersucht. Die notwendigen Sensoren, die zum Ablauf eines Steuerungsprogramms erforderlich sind, wurden identifiziert und das Ablaufschema eines Schneidvorgangs aufgestellt. Um Kollisionen von benachbarten Gewinnungseinrichtungen zu verhindern und gleichzeitig ein vollständiges Schneiden des Abbaustoßes ohne die Bildung von Rippen zu gewährleisten, wurden eine maschinentechnische sowie eine verfahrenstechnische Lösung vorgeschlagen.

Abschließend wurden die Ergebnisse aller Aspekte der Neuentwicklung zusammengefasst und die Resultate daraus erläutert.

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen bestätigen die Eignung des Gewinnungs- und Ausbausystems Frontladehobel für verschiedene Anwendungsbereiche. Der am meisten Erfolg versprechende Ansatz ist dabei die Verwendung als Strebrandmaschine für Gewinnungsbetriebe mit Walzenlader oder Hobel. Gegen den Einsatz als alleiniges Gewinnungsgerät in einem Strebbetrieb spricht der enorme Bedarf an hydraulischer Leistung, der dazu benötigt wird. Aufgrund des schlechten Wirkungsgrads hydraulischer Systeme ist diese Anwendung als ungünstig einzustufen.

Für einen Probeeinsatz bietet sich zunächst die Kombination mit einem vorhandenen Ausbau an, der dementsprechend modifiziert wird. Die Überprüfung der Funktionsfähigkeit sollte zunächst anhand eines Probeaufbaus und durch Schneidversuche an künstlichen Abbaustößen über Tage durchgeführt werden. Letztendlich kann die Tauglichkeit aber nur im untertägigen Probeeinsatz nachgewiesen werden.

Parallel dazu stellt die Entwicklung eines neuartigen Ausbaus zur Kombination mit dem Gewinnungsgerät ein Entwicklungspotential und –bedarf dar. Insbesondere aus der Kombination von Gewinnungsgerät und eines darauf abgestimmten Ausbaus ergeben sich Alleinstellungsmerkmale und ein Potential zur Technologieführerschaft.

Literaturverzeichnis

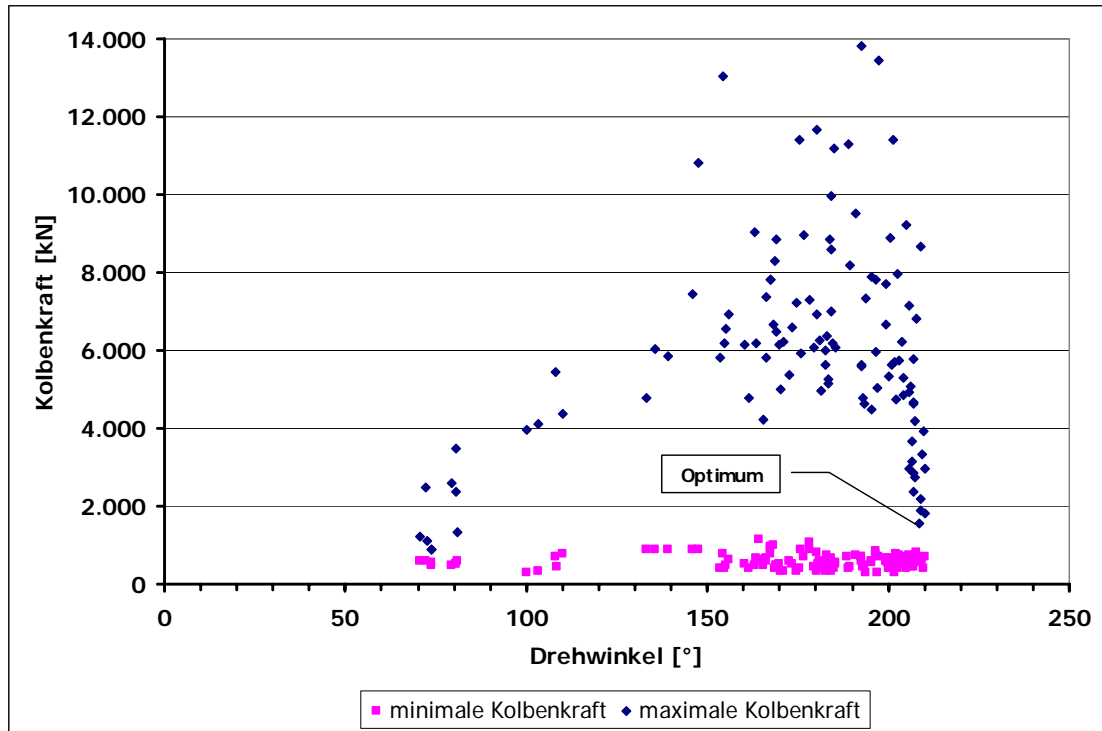
- /1/ PLUM, D. und MYSZKOWSKI, M.: *Bewertung des Potentials des Systems Frontladehobel*. – Untersuchungsbericht, Deutsche Montan Technologie (unveröffentlicht), 1997
- /2/ IRRESBERGER, H. ET AL: *Schreitausbau für den Steinkohlenbergbau*. – Essen (Verlag Glückauf) 1994, Seite 194
- /3/ Wikipedia Online Enzyklopädie, <http://de.wikipedia.org/wiki/Kinematik>, Stand 29. November 2007
- /4/ VOLMER, J.: *Getriebetechnik*. – 1. Auflage, München (Verlag Technik GmbH Berlin) 1992, Seite 190
- /5/ MODLER, K.-H. und GNASA, U.: *Simulationsmethoden in der Bewegungsmechanik*. – Fachtagung Baumaschinentechnik, 20.-21. März 2003, Dresden, Seite 90
- /6/ HUNFELD, H.-H.: *Entwicklung eines Online-Messsystems zur Konzentrationsbestimmung von HFA-Flüssigkeiten für die Anwendung in der Strebertechnik*. – Dissertation, Technische Universität Clausthal, 2006, Seite 125
- /7/ VOß, H.-W.: *Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Steigerung der Gewinnungsleistung von Gleithobelanlagen unter Berücksichtigung der Massengutinfrastruktur*. - Dissertation, Technische Universität Clausthal, 2005, Seite 72
- /8/ LANGEFELD, O.: *Entwicklung und Untersuchung eines ASIC-Bausteins für elektrohydraulische Schreitaubausteuerungen unter Berücksichtigung der Dimensionierung hydraulischer Versorgungsleitungen*. – Dissertation, RWTH Aachen, 1996, Seite 102
- /9/ FÜSSER, B.: *Sparsamer Umgang mit Ressourcen im Hochleistungstreib – die Reduktion von Druckverlusten*. – In: MARTENS, P. N. ET AL (Hrsg.): *Proceedings of the Second International Symposium on Rapid Mine Development*, Aachen (Verlag Glückauf) 2006
- /10/ PASCHEDAG, U.: *Theoretische und experimentelle Untersuchungen an einem mechanischen Schlaghammer zum Lösen von Steinkohle und Nebengestein im Vergleich zu anderen Lösetechniken*. – Dissertation, Technische Universität Berlin, 1990, Seite 9
- /11/ BISCHOFF, W. ET AL: *Das kleine Bergbaulexikon*. - 7. Auflage, Essen (Verlag Glückauf) 1988, Seite 290

- /12/ KUNDEL, H.: *Kohlengewinnung*. 6. Auflage, Essen (Verlag Glückauf) 1983, Seite 37
- /13/ KUNDEL, H.: *Kohlengewinnung*. 6. Auflage, Essen (Verlag Glückauf) 1983, Seite 222
- /14/ MUES, C.: *Availability of a 12 Million Tones per Year Longwall Top Coal Caving Face at the Ulan Coal Mine*. – Studienarbeit, Technische Universität Clausthal, 2003, Seite 12
- /15/ MUES, C.: *Vergleichende Darstellung der Abbauverfahren und Abbautechnik für die Gewinnung mächtiger Steinkohlenflöze im Tiefbau und zukünftige Anforderungen, dargestellt am Beispiel von Bergwerken in Slowenien und China*. - Diplomarbeit, Technische Universität Clausthal, 2003
- /16/ DIEGEL, C.: *Entwurf und Dimensionierung einer Kinematik zur Bewegung der Schneideinrichtung einer Gewinnungsmaschine für den Bergbau unter Tage*. Studienarbeit, Technische Universität Clausthal, 2006
- /17/ LANGEFELD, O. und MUES, C.: *Recherche zu bergtechnischen Fragestellungen bezüglich des Steinkohleabbaus in der geneigten und steilen Lagerung*. - Studie, Technische Universität Clausthal (unveröffentlicht), 2007
- /18/ BASSIER, R. und MIGENDA, P.: *Dimensionierung von Hydraulikversorgungssystemen für Hochleistungsstreben*. – Glückauf 140 (2004), Nr. 5, Seite 228
- /19/ HOWE, H.: *Neue Techniken für den Abbau geneigter Lagerstätten*. - Glückauf 124 (1988), Nr. 4/5, Seite 209
- /20/ Offenlegungsschrift DE 43 28 863 A 1 über eine Abbaueinrichtung für den Untertagebergbau

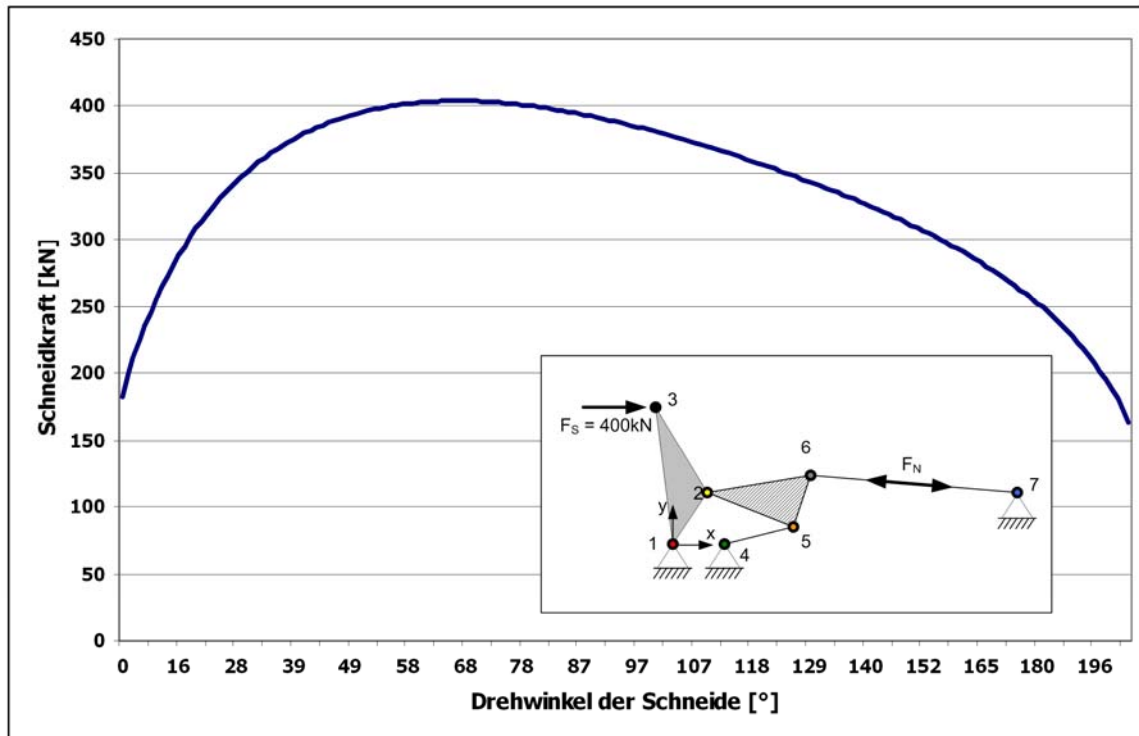
- /21/ Frenyo, P. und Lange, W.: Die Auslegung von Schneidköpfen für optimale Löseleistung. – Glückauf 129 (1993), Nr. 7, Seite 524

Anlagen

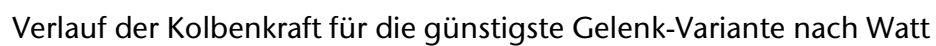
Anlage 1: Variantendiagramm und Schneidkraftverlauf für das Koppelgetriebe nach Stephenson



Variantendiagramm des Koppelgetriebes nach Stephenson



Verlauf der Kolbenkraft für die günstigste Gelenk-Variante nach Stephenson



Lebenslauf

Christian Mues

Geburtstag:	28. November 1975
Geburtsort:	Meschede
Eltern:	Günter und Auguste Mues, geb. Hamers
Familienstand:	ledig

Schulausbildung

1986 – 1992	Realschule Bad Fredeburg
1992 – 1993	Städtisches Gymnasium Schmallingenberg
1993 – 1995	Gymnasium Maria Königin, Lennestadt

Studium

Oktober 1996 – Juni 2003	Geotechnik, Bergbau, Erdöl-/Erdgastechnik an der TU Clausthal Abschluss: Diplom-Ingenieur
--------------------------	---

Praktika

21. Juli - 5. September 1997	Preussag Anthrazit GmbH, BW Ibbenbüren
26. Okt. - 18. Dezember 1998	Preussag Anthrazit GmbH, BW Ibbenbüren
18. Januar - 26. März 1999	Kali & Salz GmbH, Werk Neuhof – Ellers
19. Juli – 13. August 1999	Rheinbraun GmbH, Tagebau Hambach
19. Februar – 16. März 2001	Solvay Salz GmbH, Steinsalzbergwerk Borth
03. März – 23. Mai 2003	Glencore Coal Australia, BW Ulan, New South Wales

Berufliche Tätigkeit

01. Juli 2003 – 30. September 2007	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Bergbau, Abteilung für Maschinen und Ver- fahren im Bergbau unter Tage, Technische Universität Clausthal
------------------------------------	--